

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

СПРАВОЧНИК ТЕПЛО- ЭНЕРГЕТИКА

предприятий
цветной
металлургии



Авторы: С. Н. Абашкин, В. П. Андреев, Б. О. Багров, О. Н. Багров, Л. Н. Бажанов, З. Л. Берлин, Н. Г. Бойцова, Ю. С. Грозных, Н. В. Кузьминых, Н. Ф. Лебедев, Ф. Н. Лисин, Д. П. Львов, В. И. Мальцев, В. Н. Маринов, А. В. Печерский, А. С. Пляшкевич, Ю. А. Савельев, Я. А. Слободчиков, И. Н. Фетисов

Рецензент В. П. Андреев

УДК 620.9(03) : 669

Справочник теплоэнергетика предприятий цветной металлургии. Под ред. О. Н. Багрова и З. Л. Берлина. М., Металлургия, 1982. 456 с.

Справочник содержит основные сведения по металлургической теплотехнике и промышленной теплоэнергетике, описание конструкций сушильных и обжиговых печей, плавильных агрегатов и конвертеров, нагревательных и термических печей, а также методики и примеры расчетов этих агрегатов.

Приведены основные данные по термодинамике и теплообмену. Даны служебные характеристики огнеупорных и теплоизоляционных материалов. Рассмотрена работа промышленных котлов, паровых турбин, рекуператоров, установок испарительного охлаждения.

Справочник предназначен для широкого круга работников предприятий цветной металлургии. Может быть полезен специалистам, занимающимся вопросами металлургической теплотехники и промышленной теплоэнергетики, Ил. 331. Табл. 114. Библиогр. список: 238 назв.



ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Предисловие	6
ГЛАВА 1 Единицы физических величин	7
1. Международная система единиц СИ	7
2. Преобразование формул	10
ГЛАВА 2 Основы технической термодинамики	10
1. Первый и второй законы термодинамики	10
2. Законы и уравнения для идеальных газов	11
3. Основные процессы изменения состояния газов	12
4. Циклы, или круговые процессы	16
5. Водяной пар	25
6. Истечение газов и паров	33
ГЛАВА 3 Основные сведения о теплообмене	35
1. Теплопроводность	35
2. Конвективный теплообмен	41
3. Излучение	48
ГЛАВА 4 Топливо	64
1. Основные характеристики	64
2. Твердое топливо	64
3. Жидкое топливо	70
4. Газообразное топливо	71
ГЛАВА 5 Топливосжигающие устройства	75
1. Расчеты горения топлива	75
2. Горение шихтовых материалов	80
3. Топки	82
4. Горелки и форсунки	86
ГЛАВА 6 Промышленные котлы и вспомогательное оборудование	102
1. Промышленные котлы	102
2. Экономайзеры и воздухоподогреватели	105
3. Дымососы	107
4. Вентиляторы	108
5. Питательные насосы	110
6. Аэродинамические расчеты, выбор тягодутьевых машин, приводов к ним и дымовых труб	120
7. Водоподготовка	129
8. Трубопроводы для воды, пара, воздуха и газа	150
9. Арматура газозовдухопроводов	158
ГЛАВА 7 Паровые турбины	174
1. Основные определения паротурбинных установок	174
2. Классификация паровых турбин	174
3. Основные параметры турбин	178
4. Предельные отклонения от номинальных значений основных параметров турбин	179
5. Мощность и коэффициенты полезного действия турбин	179
6. Удельный расход пара и тепла на турбинную установку	182
7. Количество охлаждающей воды для конденсатора	182
8. Основные характеристики стационарных паровых турбин	182
ГЛАВА 8 Вспомогательное оборудование к турбинам	192
1. Конденсационные устройства	192
2. Пароструйные эжекторы	198
3. Конденсатные и циркуляционные насосы	199
4. Деаэраторы	202
5. Регенеративные подогреватели низкого и высокого давления	203
6. Масляная система турбоагрегата	203
7. Комплектующее вспомогательное оборудование турбин	211
ГЛАВА 9 Центробежные воздушные компрессоры и нагнетатели различного назначения	214

	Стр.
1. Классификация	214
2. Основные параметры	214
3. Газодинамические характеристики	215
4. Преобразование энергии в компрессорах и их к. п. д.	215
5. Многоступенчатые центробежные компрессоры	217
6. Системы регулирования и противоположной защиты	218
7. Совместная работа компрессорных машин	220
8. Технические характеристики центробежных компрессоров	220
9. Приводы центробежных компрессоров	220
ГЛАВА 10 Сушильные установки	225
1. Сушка сыпучих материалов	225
2. Сушка флотационных концентратов	228
3. Сушка пульпы	228
4. Методика расчетов	230
5. Примеры расчетов	236
ГЛАВА 11 Обжиговые печи	248
1. Агломерационные машины	248
2. Обжиговые конвейерные машины	252
3. Многопородные печи с механическим перегреванием	254
4. Печи кипящего слоя (КС)	256
5. Трубчатые вращающиеся печи	262
6. Трубчатые печи алюминиевых заводов	269
7. Методика расчетов вращающихся печей спекания	270
8. Примеры расчетов	273
ГЛАВА 12 Плавильные печи	280
1. Отражательные печи	280
2. Шахтные печи	282
3. Методика расчетов	284
4. Примеры расчетов	293
5. Пневмомеханическое оборудование печей	295
ГЛАВА 13 Конвертеры	296
1. Общие сведения	296
2. Методика расчетов	298
3. Примеры расчетов	302
ГЛАВА 14 Вельц-печи	304
1. Общие сведения	304
2. Методика расчетов	305
ГЛАВА 15 Нагревательные и термические печи	307
1. Тепловой баланс	307
2. Рекомендации по выбору и расчету печей	309
ГЛАВА 16 Котлы-утилизаторы	315
1. Расчетные характеристики котлов-утилизаторов	315
2. Характеристики отходящих газов печей цветной металлургии	315
3. Технологический унос в отходящих газах печей цветной металлургии	316
4. К тепловому расчету котлов-утилизаторов на отходящих газах	317
5. Классификация котлов-утилизаторов	318
6. Типы котлов-утилизаторов для высокотемпературных газов	319
7. Типы котлов-утилизаторов для низкотемпературных газов	325
8. Типы котлов-утилизаторов других переделов цветной металлургии	326
ГЛАВА 17 Рекуператоры	328
1. Общие сведения	328
2. Рекомендации по выбору и расчету печей	328
3. Методика расчета	330
ГЛАВА 18 Системы испарительного охлаждения	338
1. Общие сведения	338
2. Методика расчета	344
ГЛАВА 19 Огнеупоры	351
1. Общие сведения	351

	Стр.
2. Динасовые огнеупоры	352
3. Алюмосиликатные огнеупоры	353
4. Оснóвные огнеупоры	356
5. Цирконистые огнеупоры	361
6. Углеродистые огнеупоры	361
7. Изделия из высокоогнеупорных окислов	362
8. Электроплавленные литые огнеупорные изделия	364
9. Карбидкремниевые огнеупоры	365
10. Легковесные огнеупоры	366
11. Легковесные волокнистые огнеупоры	367
12. Пример расчета потерь тепла через футеровку	368
ГЛАВА 20 Теплоизоляционные материалы	369
1. Классификация	369
2. Свойства	370
3. Производство теплоизоляционных работ и контроль их качества	371
ГЛАВА 21 Теплоснабжение	375
1. Элеваторы	375
2. Скоростные водоводяные подогреватели	375
3. Скоростные пароводяные подогреватели	377
4. Теплопередача в отопительных приборах	378
5. Расчет площади нагревательной поверхности отопительного прибора	380
6. Определение размера и числа приборов	383
7. Расчет систем водяного отопления	384
ГЛАВА 22 Ремонт котлов и котельно-вспомогательного оборудования	394
1. Типовой объем работ при текущем ремонте	394
2. Типовой объем работ при капитальном ремонте	396
3. Ремонтный цикл	398
4. Нормы трудоемкости ремонта	398
5. Нормы простоя из-за ремонта	402
ГЛАВА 23 Энергетическая система промышленного предприятия	404
1. Общие сведения	404
2. Повышение эффективности энергетической системы промышленного предприятия	407
3. Рациональное использование энергоресурсов	410
ГЛАВА 24 Экономия топлива и теплоэнергии	413
1. Основные сведения о затратах энергоресурсов в цветной металлургии	413
2. Основные мероприятия по экономии топлива и теплоэнергии, связанные с совершенствованием технологии производства цветных металлов	414
3. Вторичные энергоресурсы	415
4. Определение выхода, возможного использования и учет вторичных энергоресурсов	417
5. Об экономии топлива и теплоэнергии на тепловых электростанциях и в котельных	419
6. Сокращение потерь тепла с уходящими газами	420
7. Сокращение потерь тепла от химической неполноты сгорания топлива	424
8. Сокращение потерь тепла от механической неполноты сгорания	430
9. Сокращение потерь тепла в окружающую среду	430
10. Сокращение потерь тепла при пуске и остановке котла	431
11. Нормирование расхода топливно-энергетических ресурсов на ТЭЦ и в промышленных котельных	432
12. Потери тепла в трубопроводах теплоснабжения и горячего водоснабжения	438
ПРИЛОЖЕНИЕ	
I. Основные положения по нормированию расхода топлива, тепловой и электрической энергии в народном хозяйстве	440
II. Энергетический баланс (Терминология)	447
Библиографический список	450

ПРЕДИСЛОВИЕ

Цветная металлургия является одной из наиболее энергоемких отраслей народного хозяйства. Энергетические затраты в среднем по отрасли составляют около 20 % от общих затрат на добычу сырья и производство металлов, достигая 55 % в себестоимости некоторых видов продукции цветной металлургии. Значительной энергоемкостью производства цветных металлов обуславливается важность рационального использования топливно-энергетических ресурсов и их экономии.

В Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1980—1985 годы и на период до 1990 года указано: «улучшать использование топливно-энергетических ресурсов, сократить потребление нефти и нефтепродуктов в качестве котельно-печного топлива, опережающими темпами развивать атомную энергетику». Министерством цветной металлургии СССР постоянно уделяется большое внимание увеличению эффективности использования топливно-энергетических ресурсов, сокращению энергозатрат, развитию энергетического хозяйства отрасли.

Одна из главных целей данного издания — раскрытие темы рационального использования топливно-энергетических ресурсов в пирометаллургических и технологических агрегатах. Поэтому в справочнике даны современные методики расчетов основных используемых в цветной металлургии агрегатов, таких, как сушильные и обжиговые печи, плавильные печи и конвертеры, нагревательные и термические печи и др. Для успешного использования приведенных методик даны примеры расчетов описанного оборудования.

Важным путем экономии топливно-энергетических ресурсов является увеличение степени использования вторичных (побочных) энергетических ресурсов, поэтому в справочнике дано описание конструкций, методики расчета и примеры расчетов основных теплоутилизационных установок, а именно котлов-утилизаторов, рекуператоров, установок испарительного охлаждения.

Кроме того, следует отметить еще один путь экономии тепла — это его сохранение непосредственно в агрегате путем применения низкотеплопроводных теплоизоляционных материалов. Разумно подбирая высокостойкие огнеупорные материалы, в ряде случаев можно обходиться без охлаждения некоторых элементов высокотемпературного агрегата. Поэтому в справочнике одна глава посвящена описанию служебных характеристик современных огнеупорных материалов.

В связи с тем что издание в основном рассчитано на работников промышленных предприятий, где в наличном парке приборов и оборудования, в инструкциях и других нормативных документах употребляются единицы измерения в старых системах, в справочнике применены эти системы, а в гл. 1 даны краткие сведения о СИ и переводе из одной системы единиц в другую.

Справочник написан коллективом авторов: С. Н. Абашкиным — гл. 7—9, В. П. Андреевым — гл. 24, кроме разд. 3, 4, Б. О. Багровым — гл. 20, О. Н. Багровым — гл. 18, 23, 24, разд. 3, 4, Л. Н. Бажановым — разд. 2 гл. 5, З. Л. Берльным — гл. 16, Н. Г. Бойцовой — гл. 2, Ю. С. Грозных — разд. 7 гл. 6 и гл. 21, Н. В. Кузьминых — разд. 1 гл. 5, Н. Ф. Лебедевым — разд. 1—11 гл. 19, Ф. Н. Лисиным — гл. 3, Д. П. Львовым — гл. 14, В. Н. Мариновым — гл. 4, А. В. Печерским — разд. 3, 4 гл. 5, разд. 3, 4, 6 гл. 6, гл. 15 и 17, А. С. Пляшкевичем — гл. 10, 11, Ю. А. Савельевым — гл. 1 и 22, Я. А. Слободчиковым — разд. 1, 2, 5, 8, 9 гл. 6, гл. 12, разд. 12 гл. 19, И. Н. Фетисовым — гл. 13.

Авторы выражают глубокую благодарность Э. Н. Алфимову, В. В. Рогозинникову, Н. В. Стародубцевой, Л. Н. Казакозу, Н. В. Неделіной, К. И. Дубовой за ценные замечания, а также за техническую помощь в оформлении рукописи и рисунков к ней.

1. Международная система единиц СИ [1—5]

В октябре 1960 г. XI Генеральная конференция по мерам и весам приняла Международную систему единиц (международное сокращенное наименование SI (СИ)). Эта система утверждена в СССР как Государственный стандарт (ГОСТ 9867—61 «Международная система единиц») и должна предпочтительно применяться во всех областях науки, техники и народного хозяйства.

Международная система единиц физических величин — единая универсальная система. Она связывает единицы механических, тепловых, электрических, магнитных и других величин. В ней четко разграничены единицы массы (килограмм) и силы (ньютон). Для измерения механической, тепло-

вой и электрической энергий установлена одна универсальная единица — джоуль.

Постановлением Государственного комитета СССР по стандартам введен в действие стандарт Совета Экономической Взаимопомощи СТ СЭВ 1052—78 «Метрология. Единицы физических величин» в качестве Государственного стандарта СССР. Стандарт устанавливает единицы физических величин, а также наименования, обозначения и правила применения этих единиц.

Согласно новому стандарту подлежат обязательному применению единицы Международной системы единиц (СИ), а также десятичные кратные и дольные от них. Зависимость между единицами различных систем, необходимая для перевода применяющихся единиц в Международную, показана в табл. 1.1—1.9.

ТАБЛИЦА 1.1

ВАЖНЕЙШИЕ ТЕПЛОВЫЕ И ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ПРОИЗВОДНЫЕ ЕДИНИЦЫ СИ

Величина	Размерность	Единица		
		наименование	обозначение	
			русское	международное
Разность температуры, температурный интервал	Θ	кельвин	К	К
Градиент термодинамической температуры	$L^{-1}\Theta$	кельвин на метр	К/м	К/м
Количество теплоты, теплота химической реакции	L^2MT^{-2}	джоуль	Дж	Дж
Удельное количество теплоты, удельная теплота химической реакции	L^2T^{-2}	джоуль на килограмм	Дж/кг	Дж/кг
Молярная внутренняя энергия	$L^2MT^{-2}N^{-1}$	джоуль на моль	Дж/моль	Дж/моль
Теплоемкость (системы), энтропия (системы)	$L^2MT^{-2}\Theta^{-1}$	джоуль на кельвин	Дж/К	Дж/К
Удельная теплоемкость массовая	$L^2T^{-2}\Theta^{-1}$	джоуль на килограмм-кельвин	Дж/(кг·К)	Дж/(кг·К)
Молярная теплоемкость, универсальная газовая постоянная	$L^2MT^{-2}\Theta^{-1}N^{-1}$	джоуль на моль-кельвин	Дж/(моль·К)	Дж/(моль·К)
Объемная теплоемкость газов	$L^{-1}MT^{-2}\Theta^{-1}$	джоуль на кубический метр-кельвин	Дж/(м³·К)	Дж/(м³·К)
Тепловой поток	L^2MT^{-3}	ватт	Вт	Вт
Тепловой поток на единицу длины	LMT^{-3}	ватт на метр	Вт/м	Вт/м
Поверхностная плотность теплового потока	MT^{-3}	ватт на квадратный метр	Вт/м²	Вт/м²
Объемная плотность теплового потока	$L^{-1}MT^{-3}$	ватт на кубический метр	Вт/м³	Вт/м³
Коэффициент теплообмена (теплоотдачи), коэффициент теплопередачи	$MT^{-3}\Theta^{-1}$	ватт на квадратный метр-кельвин	Вт/(м²·К)	Вт/(м²·К)
Тепловое сопротивление	$M^{-1}T^3\Theta$	квадратный метр-кельвин на ватт	м²·К/Вт	м²·К/Вт
Тепловое удельное сопротивление	$L^{-1}M^{-1}T^3\Theta$	метр-кельвин на ватт	м·К/Вт	м·К/Вт
Теплопроводность	$LMT^{-3}\Theta^{-1}$	ватт на метр-кельвин	Вт/(м·К)	Вт/(м·К)
Температуропроводность	L^2T^{-1}	квадратный метр на секунду	м²/с	м²/с

Величина	Размерность	Единица		
		наименование	обозначение	
			русское	международное
Теплота сгорания топлива	L^2T^{-2}	джоуль на килограмм	Дж/кг	J/kg
Удельный расход топлива	$L^{-2}T^2$	килограмм на джоуль	кг/Дж	kg/J
Излучательная способность	MT^{-3}	ватт на квадратный метр	Вт/м ²	W/m ²
Коэффициент лучеиспускания (постоянная в формуле Стефана — Больцмана)	$MT^{-3}\Theta^{-4}$	ватт на квадратный метр-кельвин в четвертой степени	Вт/(м ² ·К ⁴)	W/(m ² ·K ⁴)
Температурный коэффициент	Θ^{-1}	кельвин в минус первой степени	К ⁻¹	K ⁻¹

ТАБЛИЦА 1.2
СВЯЗЬ МЕЖДУ ЕДИНИЦАМИ СИЛЫ

Единица силы	Н	дин	кгс	си
1 Н	1	10 ⁵	0,102	10 ⁻³
1 дин	10 ⁻⁵	1	0,102·10 ⁻⁶	10 ⁻⁸
1 кгс	9,81	9,81·10 ⁵	1	9,81·10 ⁻³
1 си (стен)	10 ³	10 ⁸	102	1

ТАБЛИЦА 1.3
СВЯЗЬ МЕЖДУ ЕДИНИЦАМИ
УДЕЛЬНОЙ ТЕПЛОЕМКОСТИ

Единица удельной теплоемкости	Дж/(кг·°С)	эрг/(г·°С)	ккал/(кг·°С)
1 Дж/(кг·°С)	1	10 ⁴	2,39·10 ⁻⁴
1 эрг/(г·°С)	10 ⁻⁴	1	2,39·10 ⁻⁸
1 ккал/(кг·°С)	4,19·10 ³	4,19·10 ⁷	1

ТАБЛИЦА 1.4

СВЯЗЬ МЕЖДУ ЕДИНИЦАМИ МОЩНОСТИ

Единица мощности	Вт	эрг/с	кВт	кгс·м/с	кал/с	ккал/ч
1 Вт	1	10 ⁷	10 ⁻³	0,102	0,239	0,860
1 эрг/с	10 ⁻⁷	1	10 ⁻¹⁰	1,02·10 ⁻⁸	2,39·10 ⁻⁸	8,60·10 ⁻⁸
1 кВт	10 ³	10 ¹⁰	1	1,02·10 ²	8,60·10 ²	4,36·10 ³
1 кгс·м/с	9,81	9,81·10 ⁷	9,81·10 ⁻³	1	2,34	8,43
1 кал/с	4,19	4,19·10 ⁷	4,19·10 ⁻³	0,427	1	3,60
1 ккал/ч	1,16	1,16·10 ⁷	1,16·10 ⁻³	0,119	0,278	1

ТАБЛИЦА 1.5

СВЯЗЬ МЕЖДУ ЕДИНИЦАМИ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ

Единица коэффициента теплопроводности	Вт/(м·°С)	эрг/(см·с·°С)	ккал/(м·ч·°С)	кал/(см·с·°С)
1 Вт/(м·°С)	1	10 ⁵	0,860	2,39·10 ⁻³
1 эрг/(см·с·°С)	10 ⁻⁵	1	8,60·10 ⁻⁶	2,39·10 ⁻⁸
1 ккал/(м·ч·°С)	1,16	1,16·10 ⁵	1	2,78·10 ⁻³
1 кал/(см·с·°С)	4,19·10 ²	4,19·10 ⁷	3,6·10 ²	1

ТАБЛИЦА 1.6

СВЯЗЬ МЕЖДУ ЕДИНИЦАМИ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Единица коэффициента теплопередачи	Вт/(м ² ·°С)	эрг/(см ² ·с·°С)	кал/(см ² ·с·°С)	ккал/(м ² ·ч·°С)
1 Вт/(м ² ·°С)	1	10 ³	2,39·10 ⁻³	0,860
1 эрг/(см ² ·с·°С)	10 ⁻³	1	2,39·10 ⁻⁸	8,60·10 ⁻⁴
1 кал/(см ² ·с·°С)	4,19	4,19·10 ⁷	1	3,60·10 ⁴
1 ккал/(м ² ·ч·°С)	1,16	1,16·10 ³	2,78·10 ³	1

ТАБЛИЦА 1.7

СВЯЗЬ МЕЖДУ ЕДИНИЦАМИ ДАВЛЕНИЯ

Единица давления	Па	дин/см ²	кгс/м ²	кгс/см ²	пьеза	бар	ат	мм рт. ст.
1 Па	1	10	0,102	1,02·10 ⁻⁵	10 ⁻³	10 ⁻⁶	9,87·10 ⁻⁸	7,50·10 ⁻³
1 дин/см ²	0,1	1	1,02·10 ⁻²	1,02·10 ⁻⁶	10 ⁻⁴	10 ⁻⁶	9,87·10 ⁻⁷	7,50·10 ⁻⁴
(мкбар)								
1 кгс/м ²	9,81	98,1	1	10 ⁻⁴	9,81·10 ⁻³	9,81·10 ⁻⁶	9,68·10 ⁻⁵	7,35·10 ⁻²
(мм вод. ст.)								
1 кгс/см ²	9,81·10 ⁴	9,81·10 ⁶	10 ⁴	1	98,1	0,981	9,87·10 ⁻³	7,35·10 ²
(ат)								
1 пьеза	10 ³	10 ⁴	1,02·10 ²	1,02·10 ⁻²	1	10 ⁻²	10 ⁻³	7,5
1 бар (гектопьеза)	10 ⁶	10 ⁶	1,02·10 ⁴	1,02	10 ²	1	0,987	7,5·10 ²
1 ат	1,01·10 ⁵	1,01·10 ⁶	1,03·10 ⁴	1,03	1,01·10 ²	1,01	1	7,6·10 ²
1 мм рт. ст.	1,33·10 ²	1,33·10 ³	13,6	1,36·10 ⁻³	0,133	1,33·10 ⁻²	1,31·10 ⁻³	1

ТАБЛИЦА 1.8

СВЯЗЬ МЕЖДУ ЕДИНИЦАМИ ВРЕМЕНИ

Единица времени	секунды	минуты	часы	сутки	недели	годы
1 с	1	1,667·10 ⁻²	2,778·10 ⁻⁴	1,157·10 ⁻⁵	1,653·10 ⁻⁶	3,169·10 ⁻⁸
1 мин	60	1	1,667·10 ⁻²	6,944·10 ⁻⁴	9,921·10 ⁻⁵	1,901·10 ⁻⁶
1 ч	3,6·10 ³	60	1	4,167·10 ⁻²	5,952·10 ⁻³	1,141·10 ⁻⁴
1 сут	8,64·10 ⁴	1,44·10 ⁻³	24	1	0,1429	2,378·10 ⁻³
1 нед	6,048·10 ⁶	1,008·10 ⁴	168	7	1	1,915·10 ⁻²
1 год	3,156·10 ⁷	5,259·10 ⁶	8,766·10 ³	365,2	52,18	1

ТАБЛИЦА 1.9

СВЯЗЬ МЕЖДУ ЕДИНИЦАМИ РАБОТЫ И ЭНЕРГИИ

Единица	Дж	эрг	кгс·м	кал	ккал	кВт·ч
1 Дж	1	10 ⁷	0,102	0,239	2,39·10 ⁻⁴	2,78·10 ⁻⁷
1 эрг	10 ⁻⁷	1	1,02·10 ⁻⁸	2,39·10 ⁻⁸	2,39·10 ⁻¹¹	2,78·10 ⁻¹⁴
1 кгс·м	9,81	9,81·10 ⁷	1	2,34	2,34·10 ⁻³	2,72·10 ⁻⁶
1 кал	4,19	4,19·10 ⁷	0,427	1	10 ⁻³	1,16·10 ⁻⁶
1 ккал	4,19·10 ³	4,19·10 ¹⁰	4,27·10 ²	10 ³	1	1,16·10 ⁻³
1 кВт·ч	3,6·10 ⁶	3,6·10 ¹³	3,67·10 ⁶	8,6·10 ⁵	8,6·10 ²	1

2. Преобразование формул

При переходе от применяемых в настоящее время в технике единиц к Международной системе единиц возникает необходимость в преобразовании формул, которое производится, исходя из следующих положений:

1. В формулах, связывающих комплексы безразмерных величин или величины двух систем, значение безразмерных величин не изменяется. Вид формулы и входящие в нее числовые коэффициенты не изменяются.

2. В формулах, связывающих величины разной размерности, в которых все или некоторые из величин выражены в единицах, относящихся к разным системам единиц, для того, чтобы выразить их в Международной системе единиц, необходимо заменить буквенное обозначение величины тем же обозначением, умноженным на коэффициент пересчета единиц Международной системы на единицы, примененные в первоначальной формуле. Например, для расчета теплоотдачи при кипении пользуются формулой

$$\alpha = 3p^{0,15} q^{0,7}, \quad (1.1)$$

где α — ккал/(м²·ч·К); p — кгс/см²; q — ккал/(м²·ч).

При записи этой же формулы с использованием СИ величина постоянного множителя в правой части формулы изменяется на величину поправочных коэффициентов.

Обозначим новое значение этого множителя буквой C :

$$\alpha = Cp^{0,15} q^{0,7}. \quad (1.2)$$

Тогда в соответствии с табл. 1.6 и 1.7 имеем:

$$1 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} = 0,860 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C)};$$

$$1 \text{ Па} = 1,02 \cdot 10^{-5} \text{ кгс/см}^2;$$

$$1 \text{ Вт/м}^2 = 0,860 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч)}.$$

Подставляя коэффициенты перевода из одной системы единиц в другую в формулу для расчета теплоотдачи при кипении, получаем новое значение постоянного множителя C :

$$C = \frac{3(1,02 \cdot 10^{-5})^{0,15}}{(0,860)^{0,3}} = 0,56, \quad (1.3)$$

и в новых единицах формула (1.1) примет вид:

$$\alpha = 0,56p^{0,15} q^{0,7},$$

где α — Вт/(м²·К); p — Па; q — Вт/м².

В качестве другого примера можно привести преобразование уравнения состояния идеального газа:

$$pV/T = 847,86/\mu. \quad (1.4)$$

При переходе на Международную систему единиц (СИ) числовые значения V , T и μ остаются неизменными. Давление p в новой системе единиц

$$1 \text{ Па} = 1,02 \cdot 10^{-1} \text{ кгс/м}^2.$$

Тогда уравнение состояния примет следующий вид:

$$\frac{p \cdot 1,02 \cdot 10^{-1} V}{T} = \frac{847,86}{\mu} \quad (1.5)$$

$$\text{или } pV/T = 8314,2/\mu. \quad (1.6)$$

Приведем еще пример преобразования формулы при переходе на единицы СИ. Рассмотрим с этой целью уравнение для расчета теплоотдачи при конденсации пара на одиночных горизонтальных трубах:

$$\bar{\alpha} = 0,725 \sqrt[4]{\lambda^3 \rho^2 r / \mu \Delta t d}, \quad (1.7)$$

где α — ккал/(м²·ч·К); ρ — кг/м³;

r — ккал/кг;

μ — кг·ч/м²; Δt — К; d — м.

Необходимо определить новое значение постоянного множителя, стоящего в правой части уравнения; обозначим его буквой A :

$$\alpha = A \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \rho^2 r}{\mu \Delta t d}}. \quad (1.8)$$

Из табл. 1.6, 1.4, 1.7 имеем:

$$1 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} = 0,860 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{К)};$$

$$1 \text{ Дж/кг} = 0,23885 \text{ ккал/кг};$$

$$1 \text{ Па} \cdot \text{с} = 28,325 \cdot 10^{-6} \text{ кгс} \cdot \text{ч/м}^2;$$

$$A = \frac{0,725 \sqrt[4]{\frac{(0,860)^3 (0,23885)}{0,28325 \cdot 10^{-4}}}}{0,860} = 7,2. \quad (1.9)$$

В единицах СИ уравнение (1.7) примет вид:

$$\bar{\alpha} = 7,2 \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \rho^2 r}{\mu \Delta t d}}. \quad (1.10)$$

Глава 2

ОСНОВЫ ТЕХНИЧЕСКОЙ ТЕРМОДИНАМИКИ [1—11]

1. Первый и второй законы термодинамики

Техническая термодинамика представляет собой науку, занимающуюся вопросами

применения закона взаимного превращения тепловой и механической энергий в технике. Первый закон термодинамики является наиболее общим, универсальным законом природы, применимым ко всем явлениям и

процессам. Им устанавливаются количественные соотношения между теплотой и работой при их взаимных превращениях.

Согласно первому закону термодинамики, энергия изолированной системы (равная сумме всех видов энергии, имеющихся в системе) при любых происходящих в системе процессах не изменяется; энергия не уничтожается и не создается.

Общее выражение первого закона термодинамики для G кг газа:

$$Q = AL, \quad (2.1)$$

где Q — количество превращенной в механическую энергию теплоты, ккал; L — работа, полученная в результате превращения в механическую энергию Q ккал теплоты, кгс м; A — тепловой эквивалент работы, ккал/(кгс·м); $A = 1/427$; величина $1/A$ называется механическим эквивалентом теплоты и равна 427 кгс·м/ккал.

Для 1 кг газа уравнение (2.1) принимает вид: $q = Al$,

$$\text{где } q = Q/G \text{ и } l = L/G.$$

Аналитическое выражение первого закона термодинамики:

$$dq = du + Adl. \quad (2.2)$$

Согласно этому уравнению, теплота, подведенная к рабочему телу в процессе бесконечно малого изменения его состояния, в общем случае расходуется на изменение внутренней энергии (du) рабочего тела и на совершение им внешней работы (dl).

Вторым законом термодинамики устанавливаются необходимые условия, при которых может происходить превращение тепловой энергии рабочего тела в механическую. Это превращение возможно лишь при наличии, помимо источника теплоты, минимум одного обладающего более низкой температурой холодильника; при этом в механическую энергию превращается не вся тепловая энергия, сообщаемая рабочему телу от источника теплоты, так как некоторая часть теплоты при этом поглощается холодильником.

Прямым следствием второго закона термодинамики является возможность введения наряду с такими основными параметрами, определяющими состояние газа, как давление, удельный объем и температура, другого параметра — энтропии (S), который выражается следующим образом:

$$S = \int \frac{dq}{T}. \quad (2.3)$$

Выражение для бесконечно малого изменения энтропии имеет вид: $ds = dq/T$.

Практическое приложение второй закон термодинамики находит в теории тепловых двигателей, функция которых — превращение теплоты в работу.

В термодинамике принято считать положительной работу, совершаемую рабочим телом против сил внешней среды, и отрицательной — работу, совершаемую внешними силами против сил, возникающих в рабочем теле. Теплота считается положительной, когда она от внешнего источника

сообщается рабочему телу, и отрицательной, когда она отводится от рабочего тела во внешнюю среду.

Работа определяется площадью, ограниченной в p — V -диаграмме кривой процесса, перпендикулярами, опущенными на ось абсцисс из начальной и конечной точек процесса, и осью абсцисс.

Количество теплоты, подведенной к рабочему телу или отведенной от него, эквивалентно площади, ограниченной в T — S -диаграмме кривой процесса, перпендикулярами, опущенными на ось абсцисс из начальной и конечной точек процесса, и осью абсцисс.

2. Законы и уравнения для идеальных газов

Под идеальным газом понимается система материальных точек, находящихся в беспорядочном движении, обладающих пренебрежимо малым объемом и лишенных сил молекулярного взаимодействия. В связи с тем что изменение внутренней энергии идеального газа зависит только от температуры, оно (при бесконечно малом изменении состояния газа) выражается следующим образом

$$du = c_v dT. \quad (2.4)$$

Наряду с внутренней энергией в термодинамике существенное значение имеет родственная ей величина — энтальпия, выражаемая следующим образом:

$$H = U + ApV. \quad (2.5)$$

Изменение энтальпии газа при бесконечно малом изменении состояния его выражается уравнением $dH = c_p dT$.

Основное уравнение кинетической теории газов

$$p = \frac{2}{3} n \frac{m\omega^2}{2g}, \quad (2.6a)$$

где p — давление газа; n — число молекул в единице объема газа; m — масса молекулы (одинаковая для всех молекул однородного газа); ω — средняя квадратичная скорость поступательного движения молекул; g — ускорение силы тяжести;

$$\omega = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \omega_i^2}{n}}, \quad (2.6b)$$

где $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_i, \dots$ — соответственно скорости поступательного движения отдельных молекул.

Уравнение состояния газа (Клапейрона — Менделеева):

для 1 кг газа

$$pv = p/\rho = RT; \quad (2.7a)$$

для G кг газа

$$pV = GRT, \quad (2.7b)$$

где p — давление газа, кгс/м²; v — удельный объем газа, м³/кг; ρ — плотность газа, кг/м³; R — газовая постоянная, кгс·м/(кг·°K)

$^{\circ}\text{C}$); T — температура газа; V — объем G кг газа, м^3 .

Закон Авогадро: в равных объемах разных газов, находящихся при одинаковых температуре и давлении, заключено одинаковое число молекул. Число Авогадро (количество молекул в одном моле¹⁾) равно $6,064 \cdot 10^{23}$.

Следствия из закона Авогадро:

а) массы разных газов, занимающих равные объемы и находящихся при одинаковых температуре и давлении, относятся друг к другу как их молекулярные массы;

б) моли разных газов, взятых при одинаковых температуре и давлении, занимают одинаковый объем, равный при нормальных условиях ($p = 760$ мм рт. ст. и $t = 0^{\circ}\text{C}$) $22,4$ $\text{м}^3/\text{моль}$.

Уравнение состояния газа для одного моля имеет вид:

$$p\mu = \mu RT, \quad (2.8)$$

где μ — молекулярная масса газа; μV — объем моля газа (при нормальных условиях $\mu V = 22,4$ $\text{м}^3/\text{моль}$); μR — универсальная газовая постоянная, равная для всех газов 848 $\text{кгс} \cdot \text{м}/(\text{моль} \cdot ^{\circ}\text{C})$.

Применительно к большинству реальных газов, характеризующихся значительной удаленностью их состояния от жидкого и вследствие этого приближающихся по своим свойствам к идеальным газам, обычно допускается при решении технических задач пользоваться формулами, составленными для идеальных газов.

3. Основные процессы изменения состояния газов

Различают процессы изменения состояния рабочего тела обратимые и необратимые. Обратимый термодинамический процесс — процесс, после которого система и взаимодействующие с ней системы (окружающая среда) могут возвратиться в начальное состояние.

Необратимый термодинамический процесс — процесс, после которого система и взаимодействующие с ней системы (окружающая среда) не могут возвратиться в начальное состояние.

Основным условием обратимости процесса является его равновесность, определяемая наличием бесконечно малых разностей между температурами рабочего тела, источников тепла и холодильников, а также бесконечно малых разностей между давлениями рабочего тела и окружающей среды.

Соблюдение указанных выше условий предопределяет необходимость бесконечно медленного изменения состояния рабочего тела (бесконечно медленное протекание процесса), при котором обеспечивается одинаковое состояние рабочего тела во всех точках. Поскольку в действительности соблюдение указанных выше условий невозможно, реальные процессы являются необратимыми.

Обратимые процессы изучаются термодинамикой, в них в наиболее характерной форме отражаются основные закономерности и в силу своей простоты они дают возможность устанавливать эти закономерности в наиболее простой форме. Применительно к реальным, необратимым процессам в эти закономерности вносятся коррективы.

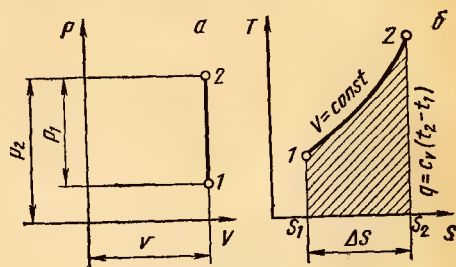


Рис. 2.1. Изохорные процессы:
а — p - V -диаграмма; б — T - S -диаграмма

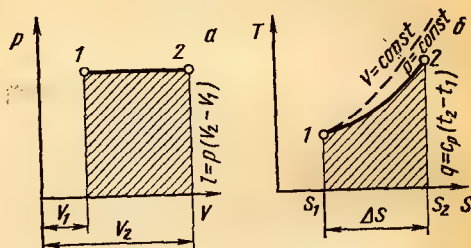


Рис. 2.2. Изобарные процессы:
а — p - V -диаграмма; б — T - S -диаграмма

Изохорный процесс (рис. 2.1, а, б):

$$V = \text{const}; \quad p_2/p_1 = T_2/T_1; \quad (2.9)$$

$$c = c_V; \quad q = \Delta U = U_2 - U_1 = c_V(t_2 - t_1). \quad (2.10)$$

Работа расширения в изохорном процессе равна нулю: $l = 0$, т. е. все подводимое извне тепло, используется на изменение внутренней энергии рабочего тела:

$$\Delta S = S_2 - S_1 = 2,303 c_V \lg \frac{T_2}{T_1} =$$

$$= 2,303 c_V \lg \frac{p_2}{p_1}.$$

Изобарный процесс (рис. 2.2, а, б):

$$p = \text{const}; \quad V_2/V_1 = T_2/T_1; \quad (2.11)$$

$$c = c_p;$$

$$q = c_V(t_2 - t_1) + Ap(V_2 - V_1) =$$

$$= c_p(t_2 - t_1) = \Delta H = H_2 - H_1 = \Delta U +$$

$$+ Ap(V_2 - V_1) = U_2 - U_1 + Ap(V_2 - V_1); \quad (2.12)$$

$$l = p(V_2 - V_1) = R(t_2 - t_1). \quad (2.13)$$

¹ Моль — масса газа, выраженная в килограммах и численно равная его молекулярной массе.

$$\Delta S = S_2 - S_1 = 2,303c_p \lg \frac{T_2}{T_1} =$$

$$= 2,303c_p \lg \frac{V_2}{V_1}.$$

Изотермический процесс (рис. 2.3, а, б)

$$T = \text{const}; \quad p_1 V_1 = p_2 V_2 = pV = \text{const}; \quad (2.14)$$

$$p_1/p_2 = V_2/V_1; \quad (2.15)$$

$$c = \infty;$$

$$q = \Delta l; \quad (2.16)$$

$$l = 2,303RT \lg \frac{p_1}{p_2} = 2,303p_1 V_1 \lg \frac{V_2}{V_1} =$$

$$= 2,303p_1 V_1 \lg \frac{p_1}{p_2}; \quad (2.17)$$

$$\Delta U = U_2 - U_1 = 0 \quad (U = \text{const}); \quad (2.18)$$

$$\Delta H = H_2 - H_1 = 0; \quad (H = \text{const}); \quad (2.19)$$

$$\Delta S = S_2 - S_1 = 2,303AR \lg \frac{p_1}{p_2} =$$

$$= 2,303AR \lg \frac{V_2}{V_1}. \quad (2.20)$$

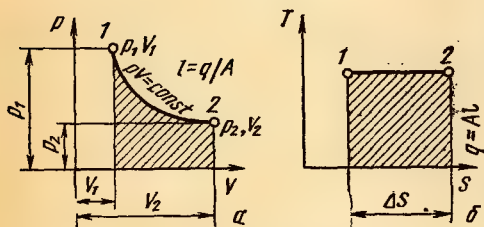


Рис. 2.3. Изотермические процессы:
а — p - V -диаграмма; б — T - S -диаграмма

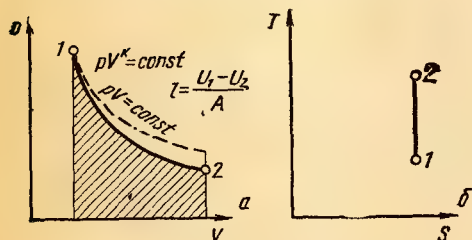


Рис. 2.4. Адиабатные процессы:
а — p - V -диаграмма; б — T - S -диаграмма

Если изотерма задана уравнением $pV = \text{const}$, то ее построение можно просто осуществить по точкам, задаваясь значением одной координаты и получая из уравнения значение другой.

Адиабатный процесс (рис. 2.4, а, б). Адиабатным называется изотропный процесс, происходящий без теплообмена с источником тепла, т. е.

$$q = 0; \quad c = 0; \quad T_p^{(1-k)/k} = \text{const}; \quad (2.21)$$

$$p_1/p_2 = (V_2/V_1)^k; \quad (2.22)$$

$$T_1/T_2 = (V_2/V_1)^{k-1}; \quad (2.23)$$

$$T_1/T_2 = (p_1/p_2)^{(k-1)/k}; \quad (2.24)$$

$$\Delta U = U_2 - U_1 = \Delta l = c_V (t_2 - t_1), \quad (2.25)$$

т. е. работа процесса происходит лишь за счет изменения внутренней энергии рабочего тела:

$$l = \frac{c_V}{A} (T_1 - T_2) = \frac{1}{k-1} (p_1 V_1 -$$

$$- p_2 V_2) = \frac{p_1 V_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} \right] =$$

$$= \frac{p_1 V_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = \frac{p_1 V_1}{k-1} \times$$

$$\times \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right) = \frac{R}{k-1} (T_1 - T_2). \quad (2.26)$$

В уравнении адиабаты и в прочих уравнениях, приведенных для адиабатного процесса, $k = c_p/c_V$;

$$\Delta S = S_2 - S_1 = 0. \quad (2.27)$$

Если адиабата задана в виде уравнения $pV^k = \text{const}$, то построение ее может быть произведено как изотермы по точкам (см. примечание к разделу «Политропный процесс»).

Политропный процесс:

$$p_1 V_1^n = p_2 V_2^n = pV^n = \text{const}, \quad (2.28)$$

где n — произвольное, но постоянное для данного процесса число — показатель политропы.

Вследствие указанного выше условия для политропного процесса справедливо:

$$\alpha = \Delta U/q = \text{const}. \quad (2.29)$$

а. Соотношение параметров для политропного процесса:

$$pV^n = \text{const}; \quad (2.30)$$

$$T_p^{n-1} = \text{const}; \quad (2.31)$$

$$T_p^{(1-n)/n} = \text{const}; \quad (2.32)$$

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^n; \quad \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{n-1}; \quad (2.33)$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{n-1}{n}}; \quad c = c_V \frac{n-k}{n-1}; \quad (2.34)$$

$$l = \frac{1}{n-1} (p_1 V_1 - p_2 V_2) = \frac{p_1 V_1}{n-1} \left[1 - \right.$$

$$\left. - \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{n-1} \right] = \frac{p_1 V_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] =$$

$$= \frac{p_1 V_1}{n-1} \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right) = \frac{R}{n-1} (T_1 - T_2). \quad (2.35)$$

В уравнении политропы и в прочих урав-

ТАБЛИЦА 2.1

ЗНАЧЕНИЯ ВЕЛИЧИН $\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}}$ и $\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{n-1}{n}}$

В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ЗНАЧЕНИЯ ОТНОШЕНИЯ $\left(\frac{p_1}{p_2}\right)$ И ПОКАЗАТЕЛЯ n

$\frac{p_1}{p_2}$	$\frac{1}{\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^n} = \frac{V_2}{V_1} \text{ при } n$				$\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{n-1}{n}} = \frac{T_1}{T_2} \text{ при } n$			
	1,4	1,3	1,2	1,1	1,4	1,3	1,2	1,1
1,1	1,070	1,076	1,083	1,090	1,028	1,022	1,016	1,009
1,2	1,139	1,151	1,164	1,180	1,053	1,043	1,031	1,017
1,3	1,206	1,224	1,244	1,269	1,078	1,062	1,045	1,024
1,4	1,271	1,295	1,323	1,358	1,101	1,081	1,058	1,031
1,5	1,336	1,336	1,401	1,445	1,123	1,098	1,070	1,038
1,6	1,399	1,436	1,479	1,533	1,144	1,115	1,081	1,044
1,7	1,461	1,504	1,557	1,620	1,164	1,130	1,092	1,050
1,8	1,522	1,571	1,633	1,706	1,183	1,145	1,103	1,055
1,9	1,581	1,638	1,706	1,791	1,201	1,160	1,113	1,060
2,0	1,641	1,705	1,782	1,879	1,219	1,174	1,123	1,065
2,5	1,924	2,023	2,145	2,300	1,299	1,235	1,165	1,087
3,0	2,193	2,330	2,498	2,715	1,369	1,289	1,201	1,105
3,5	2,449	2,624	2,842	3,126	1,431	1,336	1,232	1,121
4,0	2,692	2,907	3,177	3,505	1,487	1,378	1,260	1,134
4,5	2,926	3,178	3,500	3,925	1,537	1,415	1,285	1,147
5,0	3,156	3,449	3,824	4,320	1,583	1,449	1,307	1,157
5,5	3,378	3,712	4,142	4,710	1,627	1,482	1,328	1,167
6,0	3,598	3,970	4,447	5,100	1,668	1,512	1,348	1,177
6,5	3,809	4,218	4,760	5,483	1,707	1,540	1,366	1,186
7,0	4,012	4,467	5,058	5,861	1,742	1,566	1,389	1,194
7,5	4,217	4,710	5,360	6,250	1,778	1,591	1,399	1,201
8,0	4,415	4,950	5,650	6,620	1,811	1,616	1,414	1,208
8,5	4,612	5,187	5,950	6,997	1,843	1,639	1,429	1,215
9,0	4,800	5,421	6,240	7,370	1,873	1,660	1,442	1,221
9,5	4,993	5,651	6,528	7,742	1,903	1,681	1,455	1,227
10	5,188	5,885	6,820	8,120	1,931	1,701	1,468	1,233
11	5,544	6,325	7,376	8,845	1,984	1,739	1,491	1,244
12	5,900	6,763	7,931	9,574	2,034	1,774	1,513	1,253
13	6,247	7,193	8,478	10,30	2,081	1,807	1,533	1,263
14	6,587	7,614	9,018	11,01	2,126	1,839	1,549	1,271
15	6,919	8,030	9,551	11,73	2,168	1,868	1,570	1,279
16	7,246	8,438	10,08	12,44	2,208	1,896	1,587	1,287
17	7,500	8,841	10,60	13,14	2,247	1,923	1,604	1,294
18	7,882	9,238	11,12	13,84	2,284	1,948	1,619	1,301
19	8,192	9,631	11,63	14,54	2,319	1,973	1,633	1,307
20	8,498	10,02	12,14	15,23	2,354	1,996	1,648	1,313
21	8,803	10,40	12,64	15,93	2,387	2,019	1,661	1,319
22	9,097	10,78	13,14	16,61	2,418	2,041	1,674	1,324
23	9,390	11,15	13,64	17,30	2,449	2,062	1,688	1,330
24	9,680	11,53	14,13	17,97	2,479	2,082	1,698	1,335
25	9,967	11,89	14,62	18,65	2,508	2,102	1,710	1,340
26	10,25	12,26	15,10	19,34	2,537	2,121	1,721	1,345
27	10,53	12,62	15,58	20,01	2,564	2,140	1,732	1,349
28	10,81	12,98	16,07	20,68	2,591	2,158	1,743	1,354
29	11,08	13,33	16,54	21,36	2,617	2,175	1,753	1,358
30	11,35	13,68	17,02	22,02	2,643	2,192	1,763	1,362
31	11,62	14,03	17,49	22,69	2,667	2,209	1,773	1,366
32	11,89	14,38	17,96	23,35	2,692	2,225	1,782	1,370
33	12,15	14,69	18,43	24,01	2,715	2,241	1,792	1,374
34	12,42	15,06	18,89	24,68	2,739	2,256	1,800	1,378
35	12,67	15,41	19,35	25,34	2,761	2,272	1,809	1,382
36	12,93	15,74	19,81	25,99	2,784	2,287	1,817	1,385
37	13,19	16,07	20,26	26,65	2,806	2,301	1,826	1,389
38	13,44	16,41	20,72	27,30	2,827	2,315	1,834	1,392
39	13,69	16,74	21,18	27,95	2,848	2,329	1,842	1,395
40	13,94	17,07	21,63	28,60	2,869	2,343	1,850	1,398

ТАБЛИЦА 2.2

**ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ ДЛЯ ИДЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ
В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ПОКАЗАТЕЛЯ ПОЛИТРОПЫ n**

Значение показателя n	Вид уравнения процесса	Название процесса	$\alpha = \Delta u / q$	q	Δu	$\alpha = \Delta u / q$	q	Δu	Теплоемкость
			Расширение газа			Сжатие газа			
0	$p = \text{const}$	Изобарный (изобарический)	$\frac{c_V \Delta t}{c_p \Delta t} = \frac{1}{k}$	> 0	> 0	$\frac{-c_V \Delta t}{-c_p \Delta t} = \frac{1}{k}$	< 0	< 0	c_p
1	$pV = \text{const}$	Изотермический	$\frac{0}{q} = 0$	> 0	0	$\frac{0}{-q} = 0$	< 0	0	∞
k	$pV^k = \text{const}$	Адиабатный (адиабатический)	$\frac{-c_V \Delta t}{0} = -\infty$	0	< 0	$\frac{c_V \Delta t}{0} = \infty$	0	> 0	0
			Отвод теплоты от газа			Подвод теплоты к газу			
$\pm \infty$	$V = \text{const}$	Изохорный (изохорический)	$\frac{-c_V \Delta t}{-c_V \Delta t} = 1$	< 0	< 0	$\frac{c_V \Delta t}{c_V \Delta t} = 1$	> 0	> 0	c_V

нениях, приведенных для политропного процесса, показатель политропы равняется:

$$n = \frac{\lg p_1 - \lg p_2}{\lg V_2 - \lg V_1} = \frac{c - c_p}{c - c_V} = \frac{1 - k\alpha}{1 - \alpha}, \quad (2.36)$$

где $\alpha = \Delta U / q = \text{const}$ (для данного процесса).

Для облегчения расчетов в табл. 2.1 для различных значений отношения p_1/p_2 и показателя n приведены соответствующие значения выражений $\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}}$ и $\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{n-1}{n}}$.

Если политропа задана в виде уравнения $pV^n = \text{const}$, то построение ее может быть произведено, как и в случае адиабаты, по точкам.

б. Для идеальных газов при постоянных c_p и c_V рассмотренные выше изохорный, изобарный, изотермический и адиабатный процессы являются частными случаями политропного процесса, определяемыми значениями показателя n (табл. 2.2).

Примеры расчетов.

Пример 1. Определить температуру газа, находящегося в закрытом сосуде, если давление газа увеличивается на 0,4 % первоначального давления при нагревании газа на 1 °С.

Вследствие постоянства объема

$$\begin{aligned} \frac{p_2}{p_1} &= \frac{T_2}{T_1} \quad \text{или} \quad \frac{p_2 - p_1}{p_1} = \\ &= \frac{T_2 - T_1}{T_1} = 0,004. \end{aligned}$$

$$\text{Отсюда } T_1 = \frac{(T_2 - T_1)}{0,004} = 250 \text{ К.}$$

Пример 2. В цилиндре под тяжелым поршнем находится $m = 20$ г углекислого газа, который нагревается от температуры $t_1 = 20$ °С до $t_2 = 108$ °С. Какую работу он при этом совершает?

Газ расширяется при некотором постоянном давлении p , которое создается поршнем. В этом случае работа $L = p(V_2 - V_1)$, где V_1 и V_2 — начальный и конечный объемы газа. Используя уравнение состояния, выразим произведение pV через температуру T . Тогда

$$L = m\mu^{-1} R (T_2 - T_1) = 33,6 \text{ кгс} \cdot \text{м.}$$

Пример 3. Какое количество теплоты должно быть сообщено углекислому газу, расширяющемуся при постоянном давлении вследствие нагревания?

Сообщаемая газу теплота идет на нагревание газа и на совершение механической работы. Согласно закону сохранения энергии:

$$\begin{aligned} Q &= \frac{p_1}{\mu} c_V (T_2 - T_1) + \frac{m}{\mu} R (T_2 - T_1) = \\ &= \frac{m}{\mu} (T_2 - T_1) (c_V + R). \end{aligned}$$

Из условия примера 2 и с учетом, что молярная теплоемкость углекислого газа при постоянном объеме $c_V = 0,0069$ ккал/(моль·К), $Q \approx 0,354$ ккал.

Пример 4. Поршневой насос при каждом ходе поршня захватывает объем V_0 воздуха. При откачке этим насосом воздуха из сосуда объема V насос совершил n ходов. Начальное давление внутри сосуда p_0 равно атмосферному. Затем другой насос с тем же рабочим объемом V_0 начал нагнетать воздух из атмосферы, совершив также n ходов. Какое давление установится в сосуде?

При откачке воздуха из сосуда после одного хода давление в сосуде станет равным

$$p_1 = p_0 V / (V + V_0).$$

После второго хода

$$p_1 V = p_2 (V + V_0),$$

и, следовательно:

$$p_2 = p_0 \left(\frac{V}{V + V_0} \right)$$

и т. д. После n ходов давление в сосуде будет равно

$$p_1 = p_0 \left(\frac{V}{V + V_0} \right)^n.$$

При нагнетании воздуха в сосуд после n ходов установится давление

$$p = p_1 + \frac{p_0 n V_0}{V} = p_0 \left\{ \left(\frac{V}{V + V_0} \right)^n + \frac{n V_0}{V} \right\}.$$

$p > p_0$ при любом n , так как во время нагнетания при каждом ходе насос захватывает воздух, имеющий давление p_0 , а при откачке удаляются объемы воздуха V_0 при давлениях, меньших p_0 .

Пример 5. С некоторым количеством идеального газа совершен круговой процесс (цикл) $1-2-3-1$, изображенный на графике зависимости объема от температуры (рис. 2.5). Изобразить этот процесс

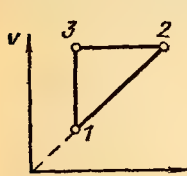


Рис. 2.5. Зависимость объема от температуры

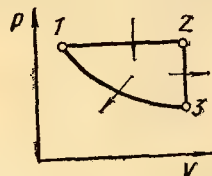


Рис. 2.6. Зависимость давления от объема

на графике зависимости давления от объема (рис. 2.6) и указать, на каких стадиях процесса газ получал, а на каких — отдавал тепло.

$1-2$ — изобара; газ нагревается при постоянном давлении, поглощая тепло.

$2-3$ — изохора; газ охлаждается при постоянном объеме; давление падает и тепло выделяется.

$3-1$ — изотерма; газ уменьшает объем при постоянной температуре, давление повышается. Газ не нагревается, хотя внешние силы совершают над ним работу. Следовательно, на этом участке газ отдает тепло.

4. Циклы, или круговые процессы

Циклом, или круговым процессом называется система последовательно протекающих процессов изменения состояния рабочего тела, при которой замыкающим процессом рабочее тело приводится в исходное состояние.

Согласно второму закону термодинамики, изменение состояния рабочего тела мо-

жет происходить по закону кругового процесса при наличии источника тепла, от которого рабочему телу сообщается тепло, и холодильника, которым часть тепла поглощается. Тепло, сообщенное рабочему телу, превращается в полезную работу.

Графически циклы или круговые процессы изображаются замкнутым контуром на $p-V$ - или $T-S$ -диаграммах. Работа цикла в $p-V$ -диаграмме определяется площадью замкнутого контура, изображающего цикл.

Термическим к. п. д. цикла называется отношение количества теплоты, эквивалентной работе цикла Al , ко всему подведенному в процессе совершения цикла количеству теплоты q_1 , или отношение разности количеств подведенной и отведенной за цикл к рабочему телу теплоты $q_1 - q_2$ ко всему количеству подведенной к рабочему телу теплоты q_1 :

$$\eta_t = \frac{Al}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}. \quad (2.37)$$

Ниже рассматриваются циклы идеальных машин и установок, т. е. таких машин и установок, циклы которых складываются из обратимых процессов, протекающих бесконечно медленно при: а) элементарных разностях температур между рабочим телом, источником тепла и холодильниками; б) элементарных разностях давлений между рабочим телом и внешней средой; в) отсутствии тепловых потерь, обусловленных теплопроводностью и теплоизлучением рабочих элементов машины (цилиндров, камер сгорания и др.); г) отсутствии механических потерь из-за трения.

Для действительных машин величины, подсчитываемые применительно к идеальным машинам, корректируют, вводя в расчеты опытные коэффициенты, учитывающие влияние указанных выше факторов.

Цикл Карно (рис. 2.7, а, б)

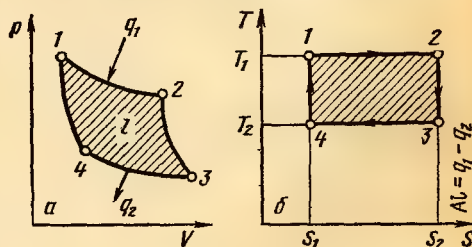


Рис. 2.7. Цикл Карно:

а — $p-V$ -диаграмма; б — $T-S$ -диаграмма

Цикл Карно состоит из двух изотерм $1-2$ и $3-4$ и двух адиабат $2-3$ и $4-1$. Он является наивыгоднейшим теоретическим циклом при работе в данном интервале температур как для совершения работы (прямой цикл), так и как холодильный цикл (обратный цикл).

Из всех циклов, совершающихся в интервале температур T_1 и T_2 , цикл Карно характеризуется наибольшим термическим к. п. д., не зависящим от природы рабочего

ТАБЛИЦА 2.3

ТЕРМИЧЕСКИЙ к. п. д. η_t ЦИКЛА С ПОДВОДОМ ТЕПЛА ПРИ $V=const$

k	η_t при ε														
	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5	6	7	8	9	10	12	14	16
1,30	0,19	0,24	0,28	0,31	0,34	0,36	0,38	0,42	0,44	0,46	0,48	0,50	0,53	0,55	0,57
1,35	0,22	0,32	0,35	0,38	0,41	0,42	0,43	0,47	0,49	0,52	0,54	0,55	0,58	0,60	0,62
1,40	0,25	0,33	0,36	0,40	0,43	0,46	0,48	0,52	0,55	0,57	0,59	0,61	0,63	0,65	0,67

тела и определяемым лишь температурами источника тепла (T_1) и холодильника (T_2).

Термический к. п. д. прямого цикла Карно

$$\eta_t = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (2.38)$$

Холодильный коэффициент обратного цикла Карно

$$\varepsilon = \frac{T_2}{T_1 - T_2} \quad (2.39)$$

Работа цикла выражается на p - V -диаграмме площадью $1-2-3-4-1$.

Формулы, применяемые для определения параметров характерных точек цикла:

$$T_1 = \text{const}; \quad p_1 V_1 = p_2 V_2;$$

$$p_1/p_2 = V_2/V_1;$$

адиабата 2-3

$$p_2 V_2^k = p_3 V_3^k; \quad T_1/T_2 = (V_3/V_2)^{k-1} =$$

$$= (p_2/p_3)^{\frac{k-1}{k}};$$

изотерма 3-4

$$T_2 = \text{const}; \quad p_4 V_4 = p_1 V_1;$$

$$p_4/p_1 = V_1/V_4;$$

адиабата 4-1

$$p_4 V_4^k = p_1 V_1^k; \quad \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_4}{V_1}\right)^{k-1} = \left(\frac{p_1}{p_4}\right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

Циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания

Цикл с подводом тепла при постоянном объеме ($V=const$) — цикл Отто (рис. 2.8, а, б). Цикл состоит из двух адиабатных 1-2, 3-4 и двух изохорных 2-3, 4-1 процессов. Параметрами цикла являются степень

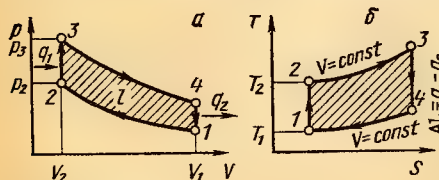


Рис. 2.8. Цикл с подводом тепла при постоянном объеме:

а — p - V -диаграмма; б — T - S -диаграмма

сжатия $\varepsilon = V_1/V_2$ и степень повышения давления $\lambda = p_3/p_2$.

Термический к. п. д. цикла

$$\eta_t = 1 - (\varepsilon^{k-1})^{-1} \quad (2.40)$$

В табл. 2.3 приведены значения η_t цикла при различных величинах ε и показателя адиабаты k .

Работа цикла

$$l = l_{3-4} - l_{1-2} = (V_1 - V_2) p_1 \varepsilon \frac{(\varepsilon^{k-1} - 1)(\lambda - 1)}{(\varepsilon - 1)(k - 1)} \quad (2.41)$$

В p - V -диаграмме работа цикла выражается площадью $1-2-3-4-1$.

Формулы, применяемые для определения параметров характерных точек цикла:

$$p_1 V_1^k = p_2 V_2^k;$$

$$T_2/T_1 = \varepsilon^{k-1}; \quad p_2/p_1 = \varepsilon^k;$$

изохора 2-3

$$V_2 = V_3; \quad T_3/T_2 = p_3/p_2 = \lambda;$$

адиабата 3-4

$$p_3 V_3^k = p_4 V_4^k;$$

$$T_3/T_4 = \varepsilon^{k-1}; \quad p_3/p_4 = \varepsilon^k;$$

изохора 4-1

$$V_4 = V_1; \quad T_4/T_1 = p_4/p_1 = \lambda.$$

Цикл с подводом тепла при постоянном давлении ($p=const$) — цикл Дизеля (рис. 2.9, а, б). Цикл состоит из процессов адиабатного сжатия газа 1-2, изобарного подвода тепла 2-3, адиабатного расширения 3-4 и изохорного подвода тепла 4-1 от газа. Параметрами цикла являются степень сжатия $\varepsilon = V_1/V_2$ и степень предварительного расширения $\rho = V_3/V_2$.

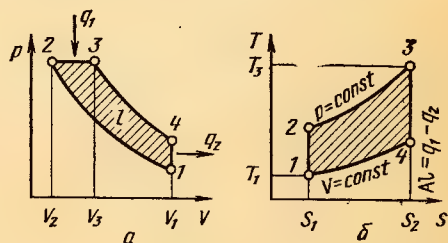


Рис. 2.9. Цикл с подводом тепла при постоянном давлении:

а — p - V -диаграмма; б — T - S -диаграмма

Термический к. п. д. цикла

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k\varepsilon^{k-1}(\rho - 1)} \quad (2.42)$$

В табл. 2.4 приведены значения η_t цикла при показателе адиабаты $k=1,35$.

ТАБЛИЦА 2.4

ТЕРМИЧЕСКИЙ к. п. д. η_t ЦИКЛА
С ПОДВОДОМ ТЕПЛА ПРИ $p=\text{const}$

Степень предварительного расширения	η_t при ε				
	10	12	14	16	18
1,5	0,52	0,54	0,57	0,59	0,62
2,0	0,49	0,52	0,55	0,57	0,59
2,5	0,46	0,49	0,52	0,54	0,57

2.10, а, б). Цикл состоит из процессов адиабатного сжатия газа 1—2, изохорного подвода тепла 2—3, изобарного подвода тепла 3—4, адиабатного расширения 4—5 и изохорного отвода тепла от газа 5—1.

Параметрами цикла являются степень сжатия $\varepsilon=V_1/V_2$, степень повышения давления $\lambda=p_3/p_2$ и степень предварительного расширения $\rho=V_4/V_3=V_4/V_2$.

Термический к. п. д. цикла

$$\eta_t = \frac{Al}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{\lambda\rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1}[(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)]} \quad (2.44)$$

Зависимость величины термического к. п. д. цикла от значений λ и ρ при постоянных значениях ε и k показана на рис. 2.11. Работа цикла

$$l = 427(q_1 - q_2) = p_3(V_4 - V_3) + l_{4-5} - l_{1-2} = \frac{(V_1 - V_2)p_1}{(\varepsilon - 1)(k - 1)} \left[\lambda(\rho - 1)(k - 1) + \right. \\ \left. + \lambda\rho \left(1 - \frac{1}{\delta^{k-1}} \right) - \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \right) \right], \quad (2.45)$$

Работа цикла:

$$l = p_2(V_3 - V_2) + l_{3-4} - l_{1-2} = \frac{p_1(V_1 - V_2)\varepsilon}{(k - 1)(\varepsilon - 1)} [k\varepsilon^{k-1}(\rho - 1) - (\rho^k - 1)]. \quad (2.43)$$

В p - V -диаграмме работа цикла выражается площадью 1—2—3—4—1.

Формулы, применяемые для определения параметров характерных точек цикла: адиабата 1—2

$$p_1 V_1^k = p_2 V_2^k;$$

$$T_2/T_1 = \varepsilon^{k-1}; \quad p_2/p_1 = \varepsilon^k;$$

изобара 2—3

$$p_3 = p_2; \quad T_3/T_2 = V_3/V_2 = \rho;$$

адиабата 3—4

$$p_3 V_3^k = p_4 V_4^k;$$

$$T_3/T_4 = (\varepsilon/\rho)^{k-1}; \quad p_3/p_4 = (\varepsilon/\rho)^k;$$

изохора 4—1

$$V_4 = V_1; \quad T_4/T_1 = p_4/p_1 = \rho^k.$$

Смешанный цикл с подводом тепла ($p=\text{const}$; $V=\text{const}$) — цикл Тринклера (рис.

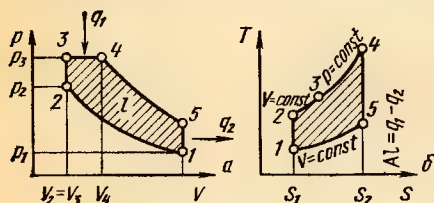


Рис. 2.10. Смешанный цикл с подводом тепла: а — p - V -диаграмма; б — T - S -диаграмма

где $\delta=\varepsilon/\rho$ — степень адиабатного расширения.

В p - V -диаграмме работа цикла выражается площадью 1—2—3—4—5—1.

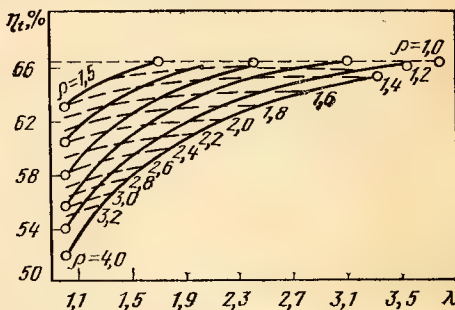


Рис. 2.11. Кривые зависимости η_t смешанного цикла от ρ и λ при $\varepsilon=15$ и $k=1,4$

Формулы, применяемые для определения параметров характерных точек цикла: адиабата 1—2

$$p_1 V_1^k = p_2 V_2^k; \quad \frac{T_2}{T_1} = \varepsilon^{k-1}; \quad \frac{p_2}{p_1} = \varepsilon^k;$$

изохора 2—3

$$V_3 = V_2; \quad T_3/T_2 = p_3/p_2 = \lambda;$$

изобара 3—4

$$p_4 = p_3; \quad T_4/T_3 = V_4/V_3 = \rho;$$

адиабата 4—5

$$p_4 V_4^k = p_5 V_5^k;$$

$$T_4/T_5 = (\varepsilon/\rho)^{k-1}; \quad p_4/p_5 = (\varepsilon/\rho)^k;$$

изохора 5—1

$$V_5 = V_1; \quad T_5/T_1 = p_5/p_1 = \lambda\rho^k.$$

В предельных случаях при $p=1$ цикл переходит в цикл с подводом тепла при $V=\text{const}$, а при $\lambda=1$ — в цикл с подводом тепла при $p=\text{const}$.

Циклы поршневых нагнетателей¹

Цикл идеального одноступенчатого поршневого компрессора. Цикл идеального компрессора (т. е. не имеющего вредного пространства и работающего без потерь на трение, гидродинамических и прочих потерь) на p - V -диаграмме представлен на рис. 2.12, а.

Этот цикл состоит из следующих один за другим процессов: 1) всасывания рабочего

Как видно на рис. 2.12, а, наименьшая затрата работы цикла имеет место при изотермическом сжатии.

Рассмотренный выше процесс в T - S -диаграмме изображен на рис. 2.12, б. Площади $1-2-3-4-1$, $1-2'-3-4-1$ и $1-2''-3-4-1$ в p - V -диаграмме выражают полную работу цикла (всасывание, сжатие, нагнетание) соответственно при изотермическом, политропном и адиабатном сжатии рабочего тела.

Аналитически величина полной работы цикла выражается следующим образом, кгс·м/кг:

при изотермическом сжатии рабочего тела

$$l = 2,303 p_1 V_1 \lg \frac{p_2}{p_1} = 2,303 p_2 V_2 \lg \frac{p_2}{p_1} = 2,303 p_1 V_1 \lg \frac{V_1}{V_2}; \quad (2.46)$$

при адиабатном сжатии рабочего тела

$$l = \frac{k}{k-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{k}{k-1} p_2 V_2 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = 427 (H_2 - H_1), \quad (2.47)$$

тела (линия $4-1$); 2) сжатия рабочего тела (линия $1-2$ или $1-2'$ или $1-2''$) и 3) нагнетания выталкивания рабочего тела в резервуар.

где H_1 и H_2 — соответственно энтальпия рабочего тела до сжатия и после него, ккал/кг;

при политропном сжатии рабочего тела

$$l = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{n}{n-1} p_2 V_2 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]. \quad (2.48)$$

Сжатие рабочего тела в зависимости от характера теплообмена при этом процессе может происходить по: адиабате (линия

При применении обычно на практике охлаждении рабочего тела после сжатия до исходной температуры T_1 приведенные выше уравнения полной работы цикла (кгс·м/кг) приобретают вид:

при адиабатном сжатии рабочего тела

$$l = \frac{k}{k-1} p_2 V \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]; \quad (2.49)$$

при политропном сжатии рабочего тела

$$l = \frac{n}{n-1} p_2 V \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (2.50)$$

где V — объем воздуха при давлении p_2 и температуре T_1 .

Работы цикла на T - S -диаграмме в тепловых единицах (Al) выражаются площадями:

при изотермическом сжатии рабочего тела $1-2-a-e-1$ (этой же площадью выражается и работа процесса сжатия рабочего тела);

при адиабатном сжатии рабочего тела $1-2''-2-a-e-1$ (работа процесса сжатия рабочего тела $1-2''-1'-d-e-1$);

при политропном сжатии рабочего тела $1-2'-2-a-e-1$ (работа процесса сжатия рабочего тела $1-2'-1''-b-e-1$).

Количество отведенной теплоты (ккал/кг) на T - S -диаграмме выражается площадями, расположенными под соответствующими кривыми процесса сжатия рабочего тела:

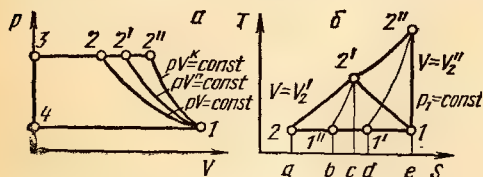


Рис. 2.12. Цикл идеального одноступенчатого поршневого компрессора:

а — p - V -диаграмма; б — T - S -диаграмма

$1-2''$) — при отсутствии теплообмена с внешней средой; изотерме (линия $1-2$) при отводе тепла в процессе сжатия, обеспечивающего поддержание постоянства температуры рабочего тела; политропе (линия $1-2'$) — при отводе тепла, практически обычно меньшем, чем при изотермическом сжатии.

Тепло отбирается от рабочего тела водой, омывающей стенки цилиндра компрессора. Для двухатомных газов при небольших пределах сжатия показатель кривой (n), по которой происходит этот процесс, имеет следующие значения: 1 — при изотермическом сжатии; 1,18–1,25 — при политропном и 1,4 — при адиабатном ($n=k$).

¹ Имеются также центробежные нагнетатели для газа и воздуха.

при изотермическом сжатии рабочего тела ($1-2-a-c-1$)

$$q = \frac{2,303}{427} p_1 V_1 \lg \frac{p_1}{p_2} = \frac{2,303}{427} RT_1 \frac{p_1}{p_2};$$

при адиабатном сжатии рабочего тела площадь равна нулю: $q=0$;

при политропном сжатии рабочего тела ($1-2'-c-e-1$)

$$q = c_V \frac{n-k}{n-1} (T_2' - T_1).$$

Цикл идеального многоступенчатого компрессора. Для сжатия воздуха или газов до больших давлений без значительного повышения их температуры, недопустимого по техническим соображениям, применяются многоступенчатые компрессоры. Воздух или газ в этих компрессорах последовательно сжимается в двух, трех или более цилиндрах, причем в общем случае охлаждение воздуха или газа происходит как в процессе сжатия в самом цилиндре, так и в промежуточных холодильниках, включаемых между ступенями. Обычно в этих холодильниках газ охлаждается до температуры, соответствующей началу процесса сжатия. На рис. 2.13, а, б соответственно в диаграммах $p-V$ и $T-S$

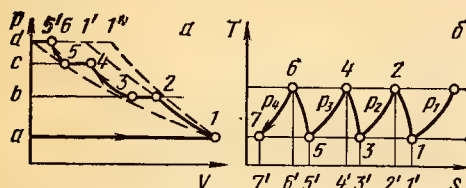


Рис. 2.13. Цикл идеального многоступенчатого компрессора:

а — $p-V$ -диаграмма; б — $T-S$ -диаграмма

изображен цикл идеального трехступенчатого компрессора, в котором процесс сжатия происходит по политропе с одинаковой степенью сжатия в каждом цилиндре ($p_2/p_1 = p_3/p_2 = p_4/p_3 = e$) и сведением температуры сжатого газа в каждом из промежуточных цилиндров до исходной.

На $p-V$ -диаграмме (рис. 2.13, а) выражены площадями: $1-2-b-a-1$ — работа первой ступени компрессора; $3-4-c-b-3$ — второй; $5-6-d-c-5$ — третьей ступени; линиями $1-2$ — сжатие газа в цилиндре первой ступени компрессора; $2-b$ — нагнетание газа в первый промежуточный холодильник; $b-3$ — всасывание сжатого газа из первого холодильника в цилиндр второй ступени компрессора; $2-3$ — охлаждение сжатого газа в первом холодильнике; $3-4$ — сжатие газа в цилиндре второй ступени компрессора; $4-c$ — нагнетание газа во второй промежуточный холодильник; $c-5$ — всасывание сжатого газа из второго холодильника в цилиндр третьей ступени компрессора; $4-5$ — охлаждение сжатого газа во втором холодильнике; $5-6$ — сжатие газа в цилиндре третьей ступени компрессора; $1-5'$ — изотермическое сжа-

тие газа до того же конечного давления в одноступенчатом компрессоре; $1-1'$ — политропное сжатие газа в одноступенчатом компрессоре; $1-1''$ — адиабатное сжатие газа в одноступенчатом компрессоре.

На рис. 2.13, б изображены на $T-S$ -диаграмме линиями: $1-2$, $3-4$ и $5-6$ процессы сжатия газа соответственно в цилиндрах первой, второй и третьей ступеней компрессора; $2-3$ и $4-5$ — процессы охлаждения сжатого газа в первом и втором промежуточных холодильниках; площадями: $1-2-3-3'-1'-1$, $3-4-5-5'-3'-3$ и $5-6-7-7'-5'-5$ — соответственно работа (в тепловых единицах) первой, второй и третьей ступеней компрессора; $1-2-2'-1'-1$, $3-4-4'-3'-3$ и $5-6-6'-5'-5$ — количество теплоты, отдаваемой охлаждающей воде соответственно в первой, второй и третьей ступенях компрессора; $2-3-3'-2'-2$ и $4-5-5'-4'-4$ — количество теплоты, отдаваемой воде соответственно в первом и втором промежуточных холодильниках.

Применительно к принятым выше условиям ($p_2/p_1 = p_3/p_2 = p_4/p_3 = \dots = e$; $t_1 = t_3 = t_5 = \dots = \text{const}$ и $n = \text{const}$ для всех ступеней)

$$l_I = l_{II} = l_{III} = \dots = \frac{n}{n-1} RT_1 (e^{\frac{n-1}{n}} - 1); \quad (2.51)$$

$$l_{\text{компр}} = \Sigma l = m \frac{n}{n-1} RT_1 (e^{\frac{n-1}{n}} - 1) = m 427 (H_2 - H_1) \text{ кгс} \cdot \text{м/кг}, \quad (2.52)$$

где l_I , l_{II} , l_{III} — полная работа I, II, III ... ступеней компрессора, кгс·м/кг; $l_{\text{компр}}$ — полная работа многоступенчатого компрессора, отнесенная к 1 кг газа, кгс·м/кг; m — число ступеней компрессора; n — показатель политропы; $e = \sqrt[n]{p_K/p_H}$; p_K — конечное давление, кгс; p_H — начальное давление, кгс; R — газовая постоянная сжимаемого газа, кгс·м/(кг·°C); T_1 — абсолютная температура газа в начале сжатия; H_1 , H_2 — энтальпия газа в начале и в конце сжатия в любых ступенях компрессора, ккал/кг.

Количество теплоты, отдаваемой 1 кг газа охлаждающей воде в цилиндрах многоступенчатого компрессора в процессе его политропного сжатия, ккал/кг:

$$q_I = c_V \frac{n-k}{n-1} (T_2 - T_1) m. \quad (2.53)$$

Количество теплоты, отдаваемой 1 кг газа охлаждающей воде в промежуточных холодильниках, ккал/кг:

$$q_{II} = c_p T_1 (e^{\frac{n-1}{n}} - 1) m. \quad (2.54)$$

Цикл идеального центробежного нагнетателя. Полная работа цикла идеального центробежного нагнетателя, отнесенная к 1 кг рабочего тела, может быть определена из выражений (при адиабатном сжатии):

$$l = \frac{H_2 - H_1}{A} + \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2g} = p_2 v_2 - p_1 v_1 - \int_{v_1}^{v_2} p dv + \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2g} = \int_{p_1}^{p_2} v dp + \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2g} = \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{\rho} + \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2g} = l_{\text{внешн}} + l_{\text{сж}} + \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2g}, \quad (2.55a)$$

где A — тепловой эквивалент работы $\left[\frac{1}{427} \text{ ккал/(кгс·м)} \right]$; H_1 и H_2 — энтальпии рабочего тела до и после процесса сжатия, ккал/кг; ρ — плотность рабочего тела, кг/м³; $\omega_2^2 - \omega_1^2$ — изменение кинетической

энергии рабочего тела при его движении через нагнетатель (ω_1 — скорость рабочего тела при входе в нагнетатель, ω_2 — то же, при выходе из нагнетателя, м/с); $l_{\text{внешн}} = p_2 v_2 - p_1 v_1$ — работа, затрачиваемая на преодоление внешних сил, кгс·м/кг; $l_{\text{сж}} = - \int_{v_1}^{v_2} p dv$ — работа сжатия рабочего тела от давления p_1 до давления p_2 , кгс·м/кг.

Сумма работ $l_{\text{внешн}} + l_{\text{сж}}$ в p - V -диаграмме (рис. 2.14) выражается заштрихованной

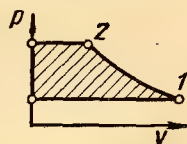


Рис. 2.14. Цикл идеального центробежного нагнетателя в p - V -диаграмме

площадью. Полная работа цикла идеального центробежного (а также и поршневого) нагнетателя [см. выражение (2.55a)], отнесенная к 1 кг рабочего тела, носит название полного напора нагнетателя, кгс·м/кг:

$$l = h = \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{\rho} + \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2g}, \quad (2.55b)$$

где $\int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{\rho}$ — приращение удельной потенциальной энергии рабочего тела, называемое статическим (пьезометрическим) напором h_p ; $\frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2g}$ — приращение кинетической энергии рабочего тела и называется

скоростным, или динамическим напором h_d .

Полный напор h (мм вод. ст.) центробежного нагнетателя равен сумме статического и динамического напоров:

$$h = h_p + h_d; \quad (2.56)$$

$$h_p = \int_{p_1}^{p_2} dp = p_2 - p_1; \quad (2.56a)$$

$$h_d = \frac{\rho_2 \omega_2^2}{2g} - \frac{\rho_1 \omega_1^2}{2g}. \quad (2.56b)$$

Для вентиляторов и эксгаустеров, в которых рабочее тело сжимается до давления ≤ 1000 мм вод. ст., выражение (2.56b) упрощается, а выражение (2.56a) принимает вид:

$$h = p_2 - p_1 + \frac{\rho (\omega_2^2 - \omega_1^2)}{2g}, \quad (2.57)$$

где ρ — средняя плотность рабочего тела до и после его сжатия, т. е.

$$\rho = (\rho_1 + \rho_2) / 2.$$

Для центробежных нагнетателей, как и для поршневых, рассматриваются три способа сжатия: изотермический, адиабатный и политропный. Полная работа центробежного нагнетателя для 1 кг рабочего тела при его изотермическом, адиабатном и политропном сжатиях выражается теми же формулами, что для поршневого нагнетателя, а входящие в состав формул буквы имеют те же значения, т. е. при изотермическом сжатии рабочего тела следует пользоваться формулой (2.46), при адиабатном — формулой (2.47), при политропном — формулой (2.48).

В расчетах применительно к G кг газа для выражения работы, теплоты и энтальпии пользуемся соответственно буквами L , Q и H .

Температура сжатого нагнетателем рабочего тела определяется из уравнений: для изотермического сжатия $T_2 = T_1$; для адиабатного сжатия

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}};$$

для политропного сжатия

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}.$$

Циклы турбины внутреннего горения

Газотурбинная установка с подводом тепла при $p = \text{const}$. Цикл без регенерации состоит из процессов адиабатного или изотермического сжатия 1—2, изобарного подвода тепла 2—3, адиабатного расширения 3—4 и изобарного отвода тепла 4—1 (рис. 2.15, а, б).

Параметры цикла: степень повышения давления $\beta = p_2/p_1$ (или степень сжатия $\epsilon = V_1/V_2$); степень предварительного расширения $\rho = V_3/V_2$.

Термический к. п. д. цикла с адиабатным сжатием (рис. 2.15, б):

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\frac{k-1}{k}}}. \quad (2.58)$$

Термический к. п. д. цикла с адиабатным сжатием и предельной регенерацией тепла

(часть подводимого тепла используется для изобарного подогрева сжатого газа):

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_4}, \quad (2.59)$$

где T_1 — температура начала адиабатного сжатия в компрессоре (обычно температура среды); T_4 — температура конца адиабатного расширения в газовой турбине.

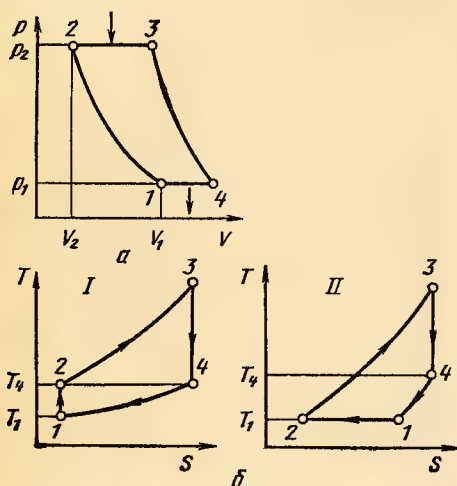


Рис. 2.15. Цикл газотурбинной установки с подводом тепла при $p=\text{const}$:

a — p - V -диаграмма; $б$ — T - S -диаграмма; I — цикл с адиабатным сжатием; II — цикл с изотермическим сжатием

Термический к. п. д. цикла с изотермическим сжатием (рис. 2.15, II):

$$\eta_t = 1 - \frac{\beta^{\frac{k-1}{k}} \left[\frac{k-1}{k} \ln \beta - 1 \right] + \rho}{\beta^{\frac{k-1}{k}} (\rho - 1)}. \quad (2.60)$$

Значения этого к. п. д. приведены в табл. 2.5.

ТАБЛИЦА 2.5

ТЕРМИЧЕСКИЕ к. п. д. ЦИКЛА ПРИ $k=1,35$
(ИЗОТЕРМИЧЕСКОЕ СЖАТИЕ)

Степень предварительного расширения ρ	η_t при β					
	2	4	6	10	14	20
3	0,158	0,272	0,323	0,375	0,401	0,435
4	0,160	0,282	0,339	0,400	0,430	0,473
5	0,161	0,286	0,348	0,412	0,447	0,492
7	0,162	0,291	0,355	0,425	0,463	0,512

Термический к. п. д. цикла с изотермическим сжатием и полной регенерацией тепла

$$\eta_t = 1 - \frac{\frac{k-1}{k} \beta^{\frac{k-1}{k}} \ln \beta}{\left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)} = 1 - \frac{\frac{k-1}{k} T_1 \ln \beta}{T_4 \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}. \quad (2.61)$$

Газотурбинная установка с подводом тепла при $V=\text{const}$ (так называемые пульсирующие установки). Цикл без регенерации тепла состоит из процессов: адиабатного или изотермического сжатия 1—2, изохорного подвода тепла 2—3, адиабатного расширения 3—4 и изобарного отвода тепла 4—1 (рис. 2.16, а, б). Параметры цикла — степень повышения давления $\beta=p_2/p_1$ и степень добавочного увеличения давления $\lambda=p_3/p_2$.

Термический к. п. д. цикла с адиабатным сжатием

$$\eta_t = 1 - \frac{k(\lambda^{1/k} - 1)}{\beta^{\frac{k-1}{k}} (\lambda - 1)}. \quad (2.62)$$

Термический к. п. д. цикла с изотермическим сжатием

$$\eta_t = 1 - \frac{(k-1) \ln \beta + k \left(\frac{\lambda^{1/k}}{\beta^{\frac{k-1}{k}}} - 1 \right)}{\lambda - 1}. \quad (2.63)$$

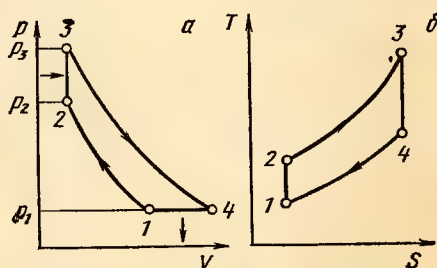


Рис. 2.16. Цикл газотурбинной установки с подводом тепла при $V=\text{const}$:

a — p - V -диаграмма; $б$ — T - S -диаграмма

У рассматриваемого цикла, как и у циклов с подводом тепла, при $p=\text{const}$ и регенерации тепла существенно увеличивается к. п. д.

Циклы холодильных установок

Компрессионный газовый цикл. Компрессионные газовые циклы (обычно воздушные) состоят из двух адиабатных 1—2, 3—4 и двух изобарных процессов 2—3, 4—1 (рис. 17, а).

Холодильный коэффициент цикла

$$\varepsilon = \frac{1}{\beta^{\frac{k}{k-1}}} = \frac{H_1 - H_4}{(H_2 - H_1) - (H_3 - H_4)}, \quad (2.64)$$

где β — отношение верхнего давления цикла к нижнему давлению; H_1 и H_2 — соответственно энтальпия в начале и конце

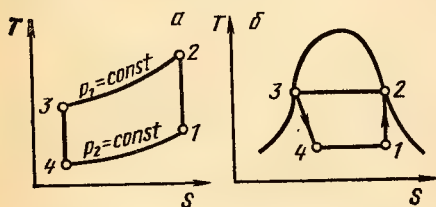


Рис. 2.17. Компрессионные циклы в T - S -диаграмме: а — газовый; б — паровой

адиабатного сжатия; H_3 и H_4 — энтальпия начала и конца адиабатного процесса расширения.

Необходимая работа

$$l = (H_2 - H_1) - (H_3 - H_4). \quad (2.65)$$

Холодопроизводительность

$$Q_0 = H_1 - H_4. \quad (2.66)$$

Компрессионный паровой цикл (рис. 2.17, б). Цикл состоит из адиабатного процесса сжатия пара 1—2 (например, фреона, аммиака и др.), изобарного охлаждения его 2—3 (в том числе конденсации пара), дросселирования 3—4 и изобарного процесса подвода тепла 4—1 (парообразования).

Холодильный коэффициент

$$\varepsilon = \frac{H_1 - H_4}{H_2 - H_1} = \frac{H_1 - H_3}{H_2 - H_1}, \quad (2.67)$$

где H_1 и H_2 — соответственно энтальпия пара в начале и конце адиабатного сжатия в компрессоре; H_3 и H_4 — энтальпия до и после дроссельного вентиля соответственно ($H_3 = H_4$).

Необходимая работа

$$l = H_2 - H_1. \quad (2.68)$$

Холодопроизводительность

$$Q_0 = H_1 - H_4 = H_1 - H_3. \quad (2.69)$$

Иногда рассматривают компрессионный паровой цикл, у которого вместо процесса дросселирования производится адиабатное расширение в расширителе (детандере).

Циклы тепловых насосов

Тепловой насос подобен холодильной установке; его циклом является обратный цикл, у которого за счет затраты работы (или и теплоты в абсорбционных установках) тепло от источника с более низкой температурой передается источнику с более высокой температурой.

Тепловой насос в отличие от холодильной установки предназначен для осуществления нагрева за счет затраты работы.

Циклами тепловых насосов может быть большинство циклов холодильных установок, работающих в этом случае в другом интервале температур. Экономичность циклов тепловых насосов (потребляющих работу) может быть определена из выражения

$$k = Q_1/L, \quad (2.70)$$

где Q_1 — количество теплоты, сообщаемое источнику высокой температуры; L — необходимая работа.

Следует отметить, что $Q_1 > L$, т. е. $k > 1$, поэтому термодинамическое отопление более экономически целесообразно.

Циклы паровых электростанций

Нормальный цикл паровой электростанции (цикл Ренкина) (рис. 2.18). Цикл состоит из процессов сжатия воды в насосе (адиабатный процесс 1—2), нагрева воды при $p = \text{const}$ до температуры парообразования в котле (изобара-изотерма 3—4), перегрева пара в пароперегревателе (изобара 4—5),

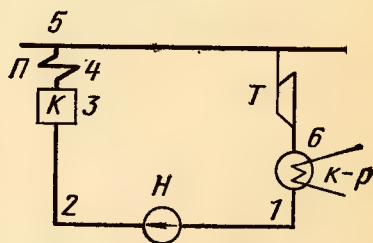


Рис. 2.18. Принципиальная тепловая схема паровой электростанции:

К — паровой котел; П — пароперегреватель; Т — паровая турбина; К-р — конденсатор; Н — питательный насос; — пар; — вода

расширения пара в турбине (адиабата 5—6), конденсации отработавшего пара в конденсаторе (изобара-изотерма 6—1).

Термический к. п. д. цикла без учета работы насоса

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{H_1 - H_2}{H_1 - H_K}, \quad (2.71)$$

где H_1 , H_2 — энтальпия пара соответственно до и после турбины; H_K — энтальпия конденсата, численно равная его температуре.

Термический к. п. д. нормального цикла паросиловой установки из-за свойств водяного пара значительно увеличивается с повышением температуры и давления пара. Например, переход от давления в 30—35 кгс/см² и температуры 425 °С на давление в 100 кгс/см² и температуру 500 °С обеспечивает экономию топлива 14—16 %. В связи с этим в СССР на паровых электростанциях большой мощности находят широкое применение пар высоких параметров (90 кгс/см², 480 °С перед турбиной) и намечено строительство электростанций, на которых будет применен пар сверхвысоких параметров (170 кгс/см² и 550—570 °С перед турбиной).

Работа цикла

$$l = H_1 - H_2. \quad (2.72)$$

Экономически выгодно использовать тепло, выделяемое в цикле при конденсации пара, например, для теплофикации (отопление, технологические нужды).

Примечания: 1. На рис. 2.18 цифрами указаны участки схемы, в пределах которых рабочее тело находится в состояниях, соответствующих точкам, помеченным теми же цифрами на p - V и T - S -диаграммах (рис. 2.19, а, б).

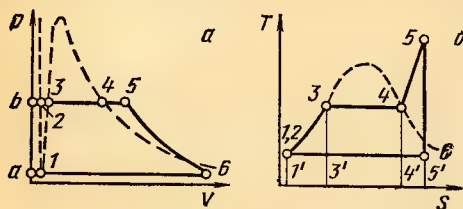


Рис. 2.19. Нормальный цикл паровой электростанции (цикл Ренкина): а — p - V -диаграмма; б — T - S -диаграмма

2. При учете работы питательного насоса полезная работа цикла Al меньше на величину ΔAl (площадь $1-2-b-a-1$), представляющую собой работу насоса, затраченную на подачу воды в котел (см. рис. 2.19, а).

3. Если условно принять удельный объем конденсата равным нулю, то на рис. 2.19 точки 1 и 2 окажутся на оси ординат соответственно в точках а и б.

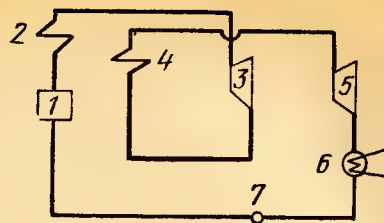


Рис. 2.20. Принципиальная тепловая схема нормального цикла паровой электростанции с промежуточным (газовым) перегревом пара:

1 — паровой котел; 2 — первичный пароперегреватель; 3 — цилиндр высокого давления паровой турбины; 4 — промежуточный (вторичный) пароперегреватель; 5 — цилиндр низкого давления паровой турбины; 6 — конденсатор; 7 — питательный насос; — пар; — вода

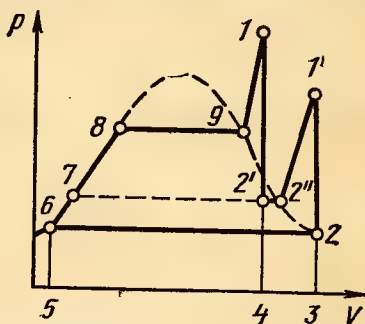


Рис. 2.21. Идеальный цикл паросиловой установки с промежуточным перегревом пара в T - S -диаграмме

Термический к. п. д. цикла:

$$\eta_t = \frac{\text{площадь } 7-8-9-1-2'-7 + \text{площадь } 6-7-2'-2''-1'-2-6}{\text{площадь } 6-8-9-1-4-5-6 + \text{площадь } 2'-2''-1'-3-4-2'} = \frac{(H_1 - H_{2'}) + (H_K - H_2)}{(H_1 - H_K) + (H_K - H_{2'})}. \quad (2.73)$$

Идеальный цикл паросиловой установки с промежуточным перегревом пара. Принципиальная схема теплосиловой установки с промежуточным перегревом пара изображена на рис. 2.20, а цикл в T - S -диаграмме — на рис. 2.21.

Промежуточный перегрев пара применяется в паросиловых установках, работающих при высоком начальном давлении пара, и служит для уменьшения влажности пара в последних ступенях турбины. При правильном выборе места отбора пара из турбины для промежуточного перегрева и температуры промежуточного перегрева пара достигается не только предотвращение механических повреждений лопаток последних ступеней турбины, причиняемых взвешенными в паре капельками влаги, но и повышение экономичности работы установки.

Работа, совершаемая за цикл 1 кг пара, кгс·м/кг:

$$l = 427 [(H_1 - H_{2'}) + (H_{1'} - H_2)].$$

Теплофикационный цикл. Под теплофикационным циклом понимается цикл, при котором на теплосиловой установке, несущей в этом случае название теплоэлектроцентрали (ТЭЦ), комбинированным способом вырабатываются одновременно электрическая энергия и тепло, используемые в дальнейшем соответствующими потребителями.

Принципиальная схема теплофикационной установки показана на рис. 2.22, а теплофикационный цикл в T - S -диаграмме — на рис. 2.23.

Коэффициент использования тепла в теплофикационном цикле (в идеальном случае — при отсутствии потерь):

$$K = \frac{\text{площадь } 3-4-5-1-2-3 + \text{площадь } 3-2-2'-3'-3}{\text{площадь } 3-4-5-1-2'-3'-3} = 1. \quad (2.74)$$

Термический к. п. д. теплофикационного цикла;

$$\eta_t = (H_1 - H_2) / (H_1 - H_K). \quad (2.75)$$

Коэффициент ξ , характеризующий комбинированную выработку электроэнергии и теплоты: $\xi = (q_1 - q_2) / q_2$. Этот коэффициент представляет собой отношение выработанной механической энергии к количеству теп-

Рис. 2.22. Принципиальная схема идеальной простейшей теплофикационной установки:

1 — паровой котел; 2 — пароперегреватель; 3 — паровая турбина; 4 — тепловой потребитель; 5 — насос

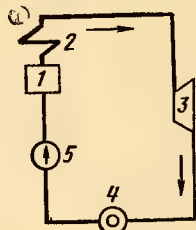
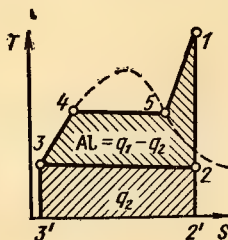


Рис. 2.23. Идеальный цикл теплофикационной установки в $T-S$ -диаграмме



лоты, направленной потребителю (выработка механической энергии на тепловом потреблении). Экономичность установки определяется двумя показателями — коэффициентами K и ξ .

Соотношение между коэффициентами ξ и η_t : $\xi = \eta_t / (1 - \eta_t)$.

Регенеративный цикл. Регенеративным циклом в паротурбинной установке называется цикл, при котором часть пара отбирается из промежуточных ступеней турбины для подогрева питательной воды (рис. 2.24). Регенеративный цикл — одно из ви-

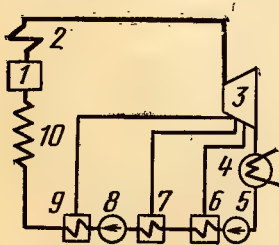


Рис. 2.24. Схема регенеративного подогрева питательной воды:

1 — паровой котел; 2 — пароперегреватель; 3 — газовая турбина; 4 — конденсатор; 5 — конденсатный насос; 6 — подогреватель питательной воды низкого давления; 7 — подогреватель среднего давления; 8 — питательный насос; 9 — подогреватель высокого давления; 10 — водяной экономайзер

доизменений нормального парового цикла электростанции для приближения термического к. п. д. этого цикла к к. п. д. цикла Карно.

Принципиальная схема паровой электростанции с регенеративным подогревом питательной воды изображена на рис. 2.24, а регенеративный цикл в $T-S$ -диаграмме — на рис. 2.25.

Термический к. п. д. регенеративного цикла

$$\eta_t = \frac{A_l}{q_1} = \frac{H_1 - H_{I\Gamma} g_I - H_{II} g_{II} - H_{III} g_{III} - H_2 g}{H_1 - H_K}, \quad (2.76)$$

где H_1 — энтальпия пара при входе в паровую турбину; H_I, H_{II}, H_{III} — энтальпия пара в местах его отбора из турбины;

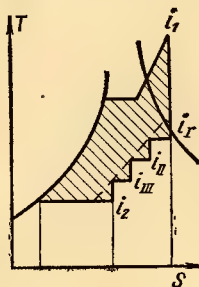


Рис. 2.25. Цикл с регенеративным подогревом питательной воды в $T-S$ -диаграмме

g_I, g_{II}, g_{III} — количество пара, отбираемого в местах отбора; H_2 — энтальпия пара перед конденсатором; g — количество пара, поступающего в конденсатор.

Заданным начальным параметрам пара отвечает при данном числе отборов определенная наивыгоднейшая температура регенеративного подогрева воды — тем большая, чем больше число отборов.

5. Водяной пар

В технической термодинамике различают три состояния водяного пара: влажный насыщенный пар; сухой насыщенный пар; перегретый пар.

Насыщенным паром называется пар, находящийся в равновесном состоянии с жидкостью, из которой он образуется.

Сухим насыщенным паром называется пар, получающийся при полном испарении жидкости и, следовательно, не содержащий в себе при температуре, соответствующей кипению жидкости при данном давлении, взвешенных частиц воды. Параметры, характеризующие сухой насыщенный пар, имеют надстрочный индекс "с".

Влажным насыщенным паром, образующимся при неполном испарении жидкости, называется смесь сухого насыщенного пара с водой. Доля сухого насыщенного пара (по массе) во влажном насыщенном паре называется его степенью сухости и обозначается через x . Доля воды (по массе) во влажном насыщенном паре называется степенью влажности и обозначается через $l-x$. Параметры, характеризующие влаж-

ВЯЗКОСТЬ ВОДЫ (μ) И ПЕРЕГРЕТОГО ВОДЯНОГО ПАРА (η) [$10^6 \mu$ кгс·с/м²; $10^6 \eta$ кгс/(м·с)]

Темпе- ратура $t, ^\circ\text{C}$	Давление p , кгс/см ²																				
	20		40		60		80		100		150		200		250		300				
	μ	η	μ	η	μ	η	μ	η	μ	η	μ	η	μ	η	μ	η	μ	η			
100	1,231	12,08	28,8	282,5	28,9	283,5	29,0	284,5	29,1	285,5	29,3	287,4	29,6	290,4	30,0	294,4	30,4	298,2	31,0	304,1	
110	1,272	12,48	25,9	254,1	26,0	255,0	26,1	256,0	26,2	257,0	26,4	259,0	26,7	261,9	27,0	264,9	27,5	269,8	27,8	272,7	
120	1,312	12,87	23,5	230,5	23,6	231,5	23,7	232,5	23,8	233,5	24,0	235,4	24,3	238,4	24,0	241,3	25,1	246,2	25,3	248,2	
130	1,353	13,27	21,6	211,9	21,7	212,9	21,8	213,9	21,9	214,8	22,1	216,8	22,4	219,7	22,7	222,7	23,1	226,1	23,4	229,6	
140	1,393	13,66	20,1	197,2	20,2	198,2	20,3	199,1	20,4	201,1	20,6	202,1	20,8	204,0	21,1	207,0	21,5	210,9	21,8	213,9	
150	1,433	14,06	18,8	184,4	18,9	185,4	19,0	186,4	19,2	188,4	19,4	190,3	19,5	191,3	19,8	194,2	20,1	197,2	20,4	200,1	
160	1,474	14,46	17,6	172,7	17,7	173,6	17,8	174,6	18,0	176,6	18,1	177,6	18,3	179,5	18,5	181,5	18,8	184,4	19,1	187,4	
170	1,514	14,86	16,6	162,8	16,7	163,8	16,7	163,8	16,9	165,8	17,0	166,8	17,2	168,7	17,3	169,7	17,6	172,6	17,9	175,6	
180	1,555	15,25	15,7	154,0	15,8	155,0	15,8	155,0	15,9	156,0	16,0	157,0	16,2	158,9	16,3	159,9	16,5	161,9	16,8	164,8	
190	1,595	15,65	14,9	146,2	14,9	146,2	15,0	147,2	15,1	148,1	15,1	148,1	15,3	150,0	15,4	151,1	15,6	153,0	15,8	155,0	
200	1,636	16,07	14,1	138,3	14,1	138,3	14,2	139,3	14,3	140,3	14,3	140,3	14,5	142,2	14,6	143,2	14,8	145,2	14,9	146,2	
210	1,676	16,45	13,4	131,4	13,4	131,5	13,5	132,4	13,6	133,4	13,7	134,4	13,8	135,4	13,9	136,4	14,0	137,3	14,2	139,3	
220	1,717	16,84		16,90	12,8	125,6	12,9	126,5	12,9	126,5	13,0	127,5	13,1	128,5	13,2	129,5	13,3	130,5	13,5	132,4	
230	1,757	17,24		17,31	12,2	119,6	12,3	120,7	12,3	120,7	12,4	121,6	12,5	122,6	12,6	123,6	12,7	124,6	12,9	126,5	
240	1,797	17,63		17,71	11,7	114,8	11,8	115,8	11,8	115,8	11,9	116,7	12,0	117,7	12,1	118,7	12,2	119,7	12,3	120,7	
250	1,838	18,03		18,11	1,857	18,21	11,3	110,9	11,3	110,9	11,4	111,8	11,5	112,8	11,6	113,8	11,7	114,8	11,8	115,8	
260	1,878	18,43		18,51	1,893	18,62	10,8	105,9	10,9	106,9	10,9	106,9	11,0	107,9	11,1	108,9	11,2	109,9	11,3	110,9	
270	1,919	18,82		19,01	1,939	19,02	10,4	102,0	10,4	102,0	10,5	103,0	10,6	104,0	10,7	105,0	10,8	105,9	10,9	106,9	
280	1,959	19,22		19,31	1,981	19,43	1,996	19,58	10,0	98,1	10,1	99,1	10,2	100,1	10,3	101,0	10,4	102,0	10,5	103,0	
290	1,999	19,61		19,71	2,009	19,84	2,037	19,98	9,7	95,2	9,7	95,2	9,8	96,1	10,0	98,1	10,1	99,1	10,2	100,1	
300	2,039	20,00		20,11	2,063	20,24	2,079	20,39		2,009	20,59	9,4	92,2	9,5	93,2	9,6	94,2	9,7	95,2	9,9	97,1
310	2,079	20,40		20,51	2,105	20,65	2,121	20,80		2,140	21,00	2,168	21,27	9,2	90,3	9,3	91,2	9,4	92,2	9,6	94,2
320	2,119	20,79		20,91	2,146	21,05	2,162	21,21	2,182	21,40	2,207	21,65	21,84	8,8	86,3	9,0	88,3	9,1	89,3	9,3	91,2
330	2,159	21,18		21,31	2,187	21,45	2,204	21,62	2,223	21,81	2,248	22,06	22,25	8,4	82,4	8,6	84,4	8,7	85,3	9,0	88,3
340	2,199	21,57		21,71	2,228	21,85	2,245	22,02	2,265	22,22	2,290	22,46	22,65	7,9	77,5	8,1	79,5	8,3	81,4	8,6	84,4

350	2,238	21,96	2,253	22,10	2,268	22,25	2,286	22,43	2,307	22,63	2,331	22,86	2,423	23,77	7,5	73,6	7,8	76,5	8,2	80,4
360	2,278	22,35	2,293	22,50	2,310	22,66	2,328	22,84	2,349	23,04	2,373	23,28	2,458	24,12	6,9	67,7	7,4	72,5	7,7	75,5
370	2,318	22,74	2,334	22,89	2,35	23,06	2,370	23,25	2,391	23,45	2,415	23,69	2,496	24,49	2,84	27,86	6,7	65,73	7,2	70,63
380	2,358	23,13	2,374	23,29	2,392	23,46	2,411	23,65	2,433	23,86	2,457	24,10	2,536	24,88	2,78	27,27	5,4	52,97	6,6	64,75
390	2,397	23,52	2,414	23,68	2,432	23,86	2,452	24,06	2,474	24,27	2,499	24,51	2,576	25,27	2,701	26,50	3,4	33,35	5,7	55,92
400	2,437	23,90	2,454	24,07	2,473	24,26	2,494	24,46	2,516	24,68	2,541	24,93	2,618	25,68	2,732	26,80	3,2	31,39	4,6	45,13
410	2,476	24,29	2,494	24,46	2,513	24,66	2,535	24,87	2,558	25,09	2,583	25,34	2,659	26,09	2,768	27,15	3,1	30,41	3,9	38,26
420	2,516	24,68	2,534	24,86	2,554	25,06	2,576	25,27	2,600	25,50	2,625	25,75	2,702	26,50	2,800	27,53	2,966	29,10	3,7	36,30
430	2,555	25,06	2,573	25,24	2,595	25,45	2,617	25,67	2,641	25,91	2,667	26,16	2,744	26,92	2,846	27,91	2,993	29,36	3,5	34,34
440	2,594	25,45	2,613	25,63	2,635	25,85	3,658	26,07	2,683	26,32	2,709	26,58	2,786	27,33	2,887	28,32	3,024	29,67	3,4	33,35
450	2,633	25,83	2,653	26,02	2,675	26,24	2,699	26,47	2,724	26,72	2,751	26,99	2,829	27,75	2,928	28,72	3,058	30,00	3,4	33,35
460	2,672	26,21	2,692	26,41	2,715	26,64	2,739	26,87	2,765	27,13	2,793	27,40	2,872	28,17	2,969	20,13	3,096	30,37	3,4	33,35
470	2,711	26,59	2,732	26,80	2,755	27,03	2,780	27,28	2,807	27,53	2,835	27,81	2,914	28,59	3,012	20,55	3,136	30,76	3,30	32,38
480	2,749	26,97	2,771	27,19	2,795	27,42	2,821	27,67	2,848	27,94	2,876	28,22	2,957	29,01	3,055	20,97	3,177	31,16	3,334	32,70
490	2,788	27,35	2,811	27,57	2,835	27,81	2,862	28,07	2,889	28,34	2,918	28,63	3,00	29,43	3,098	30,39	3,219	31,57	3,370	33,06
500	2,827	27,73	2,850	27,96	2,875	28,20	2,902	28,47	2,930	28,75	2,960	29,04	3,043	29,85	3,141	30,82	3,261	31,99	3,408	33,43
510	2,865	28,11	2,889	28,34	2,915	28,59	2,912	28,86	2,971	26,15	3,001	29,44	3,086	30,27	3,185	31,24	3,304	32,42	3,451	33,86
520	2,904	28,48	2,928	28,72	2,954	28,98	2,982	29,26	3,012	29,55	3,043	29,85	3,128	30,69	3,228	31,66	3,348	32,84	3,492	34,25
530	2,942	28,86	2,967	29,11	2,994	29,37	3,023	29,65	3,053	29,95	3,084	30,26	3,171	31,11	3,272	32,09	3,392	33,27	3,535	34,68
540	2,980	29,24	3,006	20,49	3,033	29,76	0,063	30,04	3,093	30,35	3,126	30,66	3,214	31,53	3,315	32,52	3,435	33,69	3,578	35,10
550	3,018	29,61	3,045	29,87	3,073	30,15	3,103	30,44	3,134	30,74	3,167	31,07	3,256	31,94	3,359	32,95	3,478	34,12	3,617	35,49
560	3,056	29,98	3,083	30,24	3,112	30,53	3,143	30,83	3,174	31,14	3,208	31,47	3,298	32,36	3,403	33,37	3,522	34,55	3,663	35,94
570	3,094	30,35	3,122	30,62	3,151	30,91	3,182	31,22	3,215	31,54	3,249	31,87	3,341	32,77	3,446	33,80	3,566	34,98	3,708	36,37
580	3,132	30,73	3,160	31,00	3,191	31,30	3,222	31,61	3,255	31,93	3,290	32,27	3,384	33,19	3,489	34,23	3,611	35,42	3,752	36,81
590	3,170	31,10	3,198	31,38	3,229	31,68	3,262	32,00	3,296	32,33	3,331	32,68	3,426	33,61	3,533	34,66	3,655	35,86	3,797	37,25
600	3,208	31,47	3,237	31,75	3,268	32,06	3,301	32,39	3,336	32,72	3,371	33,07	3,468	34,02	3,576	35,08	3,700	36,30	3,841	37,68

Примечание. Числа слева от ступенчатой линии относятся к воде, справа — к водяному пару.

ТАБЛИЦА 2.7

ПАРАМЕТРЫ ВОДЫ И ПЕРЕГРЕТОГО ВОДЯНОГО ПАРА

Давление p , кгс/см ²	Параметр	Темпе												
		40	60	80	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280
0,05	V	29,42	31,31	33,19	35,08	36,96	38,85	40,73	42,62	44,50	46,39	48,27	50,15	52,04
	H	614,8	623,9	633,0	642,1	651,1	660,2	669,4	678,6	687,8	697,0	706,4	715,8	725,2
	S	2,0164	2,0439	2,0703	2,0953	2,1190	2,1415	2,1631	2,1839	2,2039	2,2231	2,2415	2,2595	2,2769
0,10	V	1,0079	15,64	16,58	17,53	18,47	19,42	20,36	21,30	22,24	23,19	24,13	25,07	26,02
	H	40,0	623,7	632,8	642,0	651,0	660,1	669,3	678,5	687,7	697,0	706,3	715,7	725,2
	S	0,1365	1,9672	1,9935	2,0136	2,0428	2,0649	2,0865	2,1073	2,1273	2,1465	2,1650	2,1830	2,2009
0,50	V	1,0079	1,0171	1,0290	3,487	3,679	3,870	4,060	4,250	4,440	4,629	4,819	5,008	5,197
	H	40,0	60,0	80,0	640,8	650,1	659,3	668,6	677,9	687,2	696,6	705,9	715,4	725,0
	S	0,1365	0,1984	0,2567	1,8397	1,8639	1,8866	1,9084	1,9294	1,9494	1,9686	1,9873	2,0053	2,0228
1,0	V	1,0079	1,0170	1,0289	1,730	1,830	1,926	2,023	2,119	2,214	2,310	2,405	2,500	2,595
	H	40,0	60,0	80,0	639,2	649,0	658,4	667,8	677,2	686,6	696,0	705,5	715,1	724,7
	S	0,1365	0,1984	0,2567	1,7609	1,7851	1,8033	1,8308	1,8515	1,8717	1,8913	1,9101	1,9284	1,9461
1,6	V	1,0078	1,0170	1,0289	1,0435	1,135	1,197	1,258	1,319	1,379	1,439	1,499	1,559	1,619
	H	40,0	60,0	80,0	101,1	647,5	657,3	666,9	676,4	685,9	695,4	704,9	714,5	724,2
	S	0,1365	0,1984	0,2567	0,3121	1,7306	1,7548	1,7771	1,7984	1,8188	1,8386	1,8576	1,8759	1,8936
2,0	V	1,0078	1,0170	1,0289	1,0435	0,9027	0,9545	1,004	1,053	1,101	1,150	1,198	1,246	1,294
	H	40,0	60,0	80,0	100,1	646,5	656,6	666,4	675,9	685,4	695,0	704,6	714,2	723,9
	S	0,1365	0,1985	0,2567	0,3121	1,0743	1,1284	1,1751	1,2232	1,2737	1,3233	1,3724	1,4209	1,4687
3,0	V	1,0078	1,0170	1,0288	1,0434	1,0602	0,6296	0,6643	0,6975	0,7304	0,7631	0,7956	0,8281	0,8603
	H	40,0	60,0	80,0	100,1	120,3	654,5	664,7	674,5	684,2	693,9	703,6	713,4	723,2
	S	0,1365	0,1983	0,2567	0,3121	0,3647	1,6802	1,7044	1,7263	1,7471	1,7671	1,7864	1,8048	1,8227
4,0	V	1,0077	1,0169	1,0288	1,0433	1,0602	1,0798	0,4940	0,5197	0,5448	0,5697	0,5944	0,6190	0,6433
	H	40,1	60,0	80,0	100,1	120,3	140,7	663,1	673,2	683,0	692,9	702,7	712,6	722,5
	S	0,1365	0,1983	0,2566	0,3120	0,3646	0,4150	1,6697	1,6927	1,7139	1,7341	1,7535	1,7723	1,7904
5,0	V	1,0077	1,0168	1,0287	1,0433	1,0601	1,0797	0,3917	0,4129	0,4334	0,4537	0,4736	0,4935	0,5131
	H	40,1	60,0	80,0	100,1	120,3	140,7	661,3	671,1	681,7	691,7	701,7	711,7	721,8
	S	0,1365	0,1983	0,2566	0,3120	0,3646	0,4150	1,6420	1,6659	1,6875	1,7079	1,7277	1,7467	1,7649
6,0	V	1,0077	1,0168	1,0287	1,0432	1,0601	1,0797	0,3232	0,3416	0,3591	0,3763	0,3932	0,4099	0,4264
	H	40,1	60,1	80,1	100,1	120,3	140,7	659,4	670,1	680,6	690,7	700,9	710,9	721,1
	S	0,1365	0,1983	0,2566	0,3120	0,3646	0,4150	1,6186	1,6431	1,6655	1,6864	1,7064	1,7254	1,7438
7,0	V	1,0076	1,0168	1,0286	1,0432	1,0600	1,0796	1,1020	0,2906	0,3059	0,3209	0,3356	0,3501	0,3644
	H	40,1	60,1	80,1	100,1	120,3	140,7	161,3	668,8	679,5	689,7	700,7	710,7	720,3
	S	0,1365	0,1983	0,2566	0,3120	0,3646	0,4150	0,4637	1,6235	1,6467	1,6680	1,6882	1,7075	1,7260
8,0	V	1,0076	1,0167	1,0286	1,0431	1,0600	1,0795	1,1020	0,2524	0,2662	0,2795	0,2925	0,3054	0,3180
	H	40,2	60,1	80,1	100,2	120,3	140,7	161,3	667,3	678,2	688,7	699,0	709,3	719,6
	S	0,1365	0,1983	0,2566	0,3119	0,3646	0,4149	0,4636	1,6063	1,6300	1,6517	1,6722	1,6916	1,7102
9,0	V	1,0075	1,0167	1,0285	1,0430	1,0599	1,0795	1,0101	0,2226	0,2353	0,2472	0,2589	0,2704	0,2818
	H	40,2	60,1	80,1	100,2	120,4	140,7	161,3	666,5	676,8	687,5	698,1	708,5	718,9
	S	0,1364	0,1983	0,2565	0,3119	0,3645	0,4149	0,4636	1,5905	1,6147	1,6369	1,6577	1,6776	1,6964
10	V	1,0075	1,0166	1,0285	1,0430	1,0599	1,0794	1,1018	0,1987	0,2103	0,2214	0,2321	0,2425	0,2528
	H	40,2	60,1	80,1	100,2	120,4	140,7	161,3	663,8	675,4	686,5	697,5	707,7	718,2
	S	0,1364	0,1983	0,2565	0,3119	0,3645	0,4149	0,4635	1,5760	1,6008	1,6236	1,6449	1,6650	1,6839
12	V	1,0074	1,0165	1,0284	1,0429	1,0598	1,0793	1,1017	0,1273	0,1278	0,1825	0,1918	0,2006	0,2095
	H	40,2	60,2	80,2	100,2	120,4	140,8	161,3	182,3	672,9	684,5	695,4	706,0	716,7
	S	0,1364	0,1982	0,2565	0,3119	0,3645	0,4148	0,4635	0,5106	1,5762	1,6000	1,6220	1,6425	1,6617
14	V	1,0073	1,0164	1,0283	1,0428	1,0598	1,0792	1,1015	1,1272	0,1460	0,1547	0,1629	0,1707	0,1784
	H	40,3	60,2	80,2	100,3	120,4	140,8	161,4	182,3	670,0	682,3	693,5	704,4	715,2
	S	0,1364	0,1982	0,2564	0,3118	0,3644	0,4148	0,4634	0,5105	1,5545	1,5796	0,6020	1,6229	1,6426

(ОБЪЕМЫ ВОДЫ, л/кг, ОБЪЕМЫ ПАРА, м³/кг)

таблица 1, °C

300	320	340	360	380	400	420	440	460	480	500	520	550	600
53,92 734,8 2,2938	55,80 744,4 2,3102	57,69 754,0 2,3261	59,57 763,8 2,3418	61,46 773,6 2,3569	63,33 783,4 2,3717	65,21 793,3 2,3863	67,69 803,3 2,4006	68,98 813,3 2,4146	70,86 823,4 2,4283	72,74 833,6 2,4417	74,62 843,8 2,4550	77,45 859,4 2,4745	82,17 885,5 2,5057
26,96 734,8 2,2172	27,90 744,4 2,2337	28,84 754,0 2,2497	29,78 763,8 2,2652	30,72 773,6 2,2804	31,67 783,4 2,2953	32,61 793,3 2,3098	33,55 803,3 2,3240	34,49 813,3 2,3381	35,43 823,4 2,3519	36,38 833,6 2,3654	37,32 843,8 2,3786	38,73 859,3 2,3980	41,08 885,4 2,4293
5,387 734,6 2,0397	5,577 744,2 2,0660	5,767 753,9 2,0721	5,955 763,7 2,0876	6,144 773,5 2,1029	6,333 783,3 2,1177	6,521 793,2 2,1323	6,710 803,2 2,1467	6,898 813,2 2,1607	7,087 823,3 2,1745	7,275 833,5 2,1880	7,464 843,7 2,2014	7,745 859,3 2,2209	8,215 885,4 2,2519
2,690 734,4 1,9634	2,784 743,9 1,9800	2,880 753,6 1,9961	2,975 763,4 2,0118	3,068 773,2 2,0271	3,163 783,1 2,0421	3,257 793,1 2,0568	3,352 803,1 2,0711	3,446 813,1 2,0851	3,540 823,2 2,0988	3,636 833,4 2,1123	3,729 843,6 2,1254	3,871 859,2 2,1446	4,107 885,3 2,1755
1,678 733,9 1,9109	1,738 743,5 1,9276	1,798 753,3 1,9439	1,857 763,1 1,9596	1,916 773,0 1,9749	1,975 782,9 1,9899	2,034 792,9 2,0046	2,093 802,9 2,0189	2,152 812,9 2,0328	2,211 823,1 2,0464	2,270 833,3 2,0600	2,330 843,5 2,0732	2,418 859,0 2,0924	2,566 885,2 2,1236
1,342 733,7 1,8858	1,390 743,3 1,9027	1,437 753,1 1,9190	1,485 762,9 1,9349	1,532 772,8 1,9503	1,579 782,7 1,9652	1,627 792,7 1,9799	1,674 802,7 1,9942	1,721 812,8 2,0081	1,768 823,0 2,0218	1,815 833,2 2,0352	1,864 843,4 2,0484	1,935 858,9 2,0678	2,062 885,1 2,0989
0,8923 733,0 1,8402	0,9243 742,8 1,8572	0,9563 752,6 1,8737	0,9882 762,5 1,8895	1,020 772,4 1,9051	1,052 782,4 1,9202	1,083 792,4 1,9349	1,115 802,4 1,9492	1,147 812,5 1,9633	1,178 822,7 1,9771	1,210 832,9 1,9906	1,242 843,1 2,0039	1,288 858,7 2,0232	1,368 884,9 2,0541
0,6676 732,4 1,8080	0,6917 742,3 1,8249	0,7158 752,2 1,8412	0,7398 762,1 1,8574	0,7637 772,0 1,8730	0,7875 782,0 1,8881	0,8114 792,0 1,9029	0,8352 802,1 1,9173	0,8590 812,3 1,9314	0,8828 822,5 1,9452	0,9066 832,7 1,9687	0,9304 842,9 1,9720	0,9960 858,5 1,9913	1,025 884,8 2,0223
0,5327 731,8 1,7826	0,5521 741,7 1,7997	0,5715 751,6 1,8161	0,5908 761,6 1,8322	0,6101 771,6 1,8479	0,6294 781,6 1,8632	0,6485 791,6 1,8780	0,6676 801,8 1,8921	0,6867 812,0 1,9065	0,7058 822,2 1,9204	0,7248 832,4 1,9339	0,7439 842,7 1,9472	0,7724 858,3 1,9665	0,8198 884,6 1,9976
0,4428 731,2 1,7616	0,4591 741,2 1,7786	0,4753 751,1 1,7953	0,4915 761,1 1,8113	0,5077 771,1 1,8271	0,5237 781,2 1,8424	0,5398 791,3 1,8574	0,5558 801,5 1,8719	0,5717 811,7 1,8860	0,5876 821,9 1,8999	0,6036 832,2 1,9135	0,6194 842,5 1,9268	0,6431 858,1 1,9463	0,6829 884,4 1,9773
0,3785 730,5 1,7439	0,3926 740,5 1,7610	0,4066 750,6 1,7776	0,4206 760,7 1,7939	0,4345 770,8 1,8097	0,4483 780,9 1,8252	0,4621 791,0 1,8402	0,4759 801,2 1,8547	0,4896 811,4 1,8688	0,5033 821,6 1,8827	0,5169 831,9 1,8963	0,5306 842,3 1,9096	0,5510 857,9 1,9291	0,5851 884,2 1,9602
0,3305 729,9 1,7282	0,3429 740,0 1,7455	0,3552 750,2 1,7622	0,3574 760,3 1,7787	0,3796 770,4 1,7946	0,3918 780,5 1,8101	0,4039 790,7 1,8251	0,4159 800,9 1,8396	0,4280 811,1 1,8537	0,4400 821,3 1,8676	0,4619 831,7 1,8872	0,4639 842,1 1,8946	0,4819 857,7 1,9141	0,5117 884,1 1,9453
0,2930 729,3 1,7145	0,3040 739,5 1,7318	0,3150 749,7 1,7486	0,3260 759,8 1,7651	0,3369 769,9 1,7810	0,3477 780,1 1,7965	0,3586 790,3 1,8116	0,3693 800,5 1,8262	0,3800 810,8 1,8405	0,3907 821,1 1,8545	0,4014 831,5 1,8681	0,4121 841,9 1,8815	0,4280 857,5 1,9010	0,4546 883,9 1,9322
0,2630 728,6 1,7019	0,2731 738,9 1,7195	0,2831 749,1 1,7364	0,2930 759,3 1,7530	0,3029 769,5 1,7690	0,3126 779,7 1,7845	0,3223 789,9 1,7996	0,3321 800,1 1,8143	0,3417 810,4 1,8286	0,3515 820,8 1,8426	0,3611 831,2 1,8563	0,3707 841,6 1,8697	0,3851 857,3 1,8892	0,4090 883,7 1,9204
0,2181 727,3 1,6801	0,2265 737,7 1,6979	0,2350 748,1 1,7150	0,2432 758,3 1,7316	0,2515 768,6 1,7478	0,2599 778,9 1,7635	0,2680 789,1 1,7787	0,2761 799,5 1,7935	0,2842 809,9 1,8080	0,2925 820,3 1,8221	0,3005 830,7 1,8358	0,3086 841,1 1,8492	0,3205 856,9 1,8688	0,3405 883,4 1,9001
0,1859 725,9 1,6612	0,1933 736,5 1,6793	0,2007 747,0 1,6966	0,2079 757,4 1,7136	0,2150 767,8 1,7300	0,2222 778,2 1,7458	0,2291 788,5 1,7611	0,2363 798,8 1,7760	0,2433 809,3 1,7905	0,2501 819,7 1,8046	0,2572 830,2 1,8184	0,2641 840,6 1,8319	0,2745 856,5 1,8415	0,2916 883,0 1,8828

Давление p , кгс/см ²	Параметр	Темпе												
		40	60	80	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280
16	$\begin{matrix} V \\ H \\ S \end{matrix}$	1,0072 40,3 0,1364	1,0163 60,2 0,1982	1,0282 80,2 0,2564	1,0427 100,3 0,3118	1,0595 120,5 0,3644	1,0791 140,8 0,4147	1,1014 161,4 0,4633	1,1270 182,3 0,5104	1,1565 203,6 0,5662	0,1338 679,8 1,5610	0,1411 691,4 1,5843	0,1482 702,6 1,6056	0,1550 713,7 1,6257
18	$\begin{matrix} V \\ H \\ S \end{matrix}$	1,0071 40,4 0,1364	1,0162 60,3 0,1982	1,0281 80,3 0,2564	1,0425 100,3 0,3117	1,0594 120,5 0,3644	1,0789 140,9 0,4147	1,1013 161,4 0,4633	1,1268 182,3 0,5103	1,1563 203,6 0,5561	0,1175 677,0 1,5438	0,1242 689,3 1,5681	0,1307 700,8 1,5901	0,1369 712,1 1,6105
20	$\begin{matrix} V \\ H \\ S \end{matrix}$	1,0070 40,4 0,1364	1,0161 60,3 0,1981	1,0280 80,3 0,2563	1,0425 100,4 0,3117	1,0593 120,5 0,3643	1,0788 140,9 0,4146	1,1011 161,4 0,4632	1,1267 182,3 0,5102	1,1561 203,6 0,5560	0,1043 674,4 1,5280	0,1108 687,2 1,5530	0,1167 699,0 1,5757	0,1225 710,6 1,5967
30	$\begin{matrix} V \\ H \\ S \end{matrix}$	1,0066 40,6 0,1362	1,0157 60,5 0,1980	1,0275 80,5 0,2561	1,0419 100,5 0,3115	1,0588 120,7 0,3641	1,0782 141,1 0,4144	1,1004 161,6 0,4629	1,1259 182,4 0,5098	1,1552 203,6 0,5556	1,1892 225,4 0,6006	0,06987 675,0 1,4900	0,07459 688,9 1,5167	0,07889 702,1 1,5405
40	$\begin{matrix} V \\ H \\ S \end{matrix}$	1,0062 40,8 0,1362	1,0152 60,7 0,1978	1,0271 80,7 0,2560	1,0414 100,7 0,3113	1,0582 120,9 0,3639	1,0776 141,2 0,4142	1,0997 161,7 0,4625	1,1251 182,5 0,5094	1,1542 203,7 0,5551	1,1880 225,4 0,6001	1,2282 247,8 0,6445	0,05302 678,0 1,4684	0,05679 693,0 1,4957
50	$\begin{matrix} V \\ H \\ S \end{matrix}$	1,0057 41,0 0,1361	1,0148 60,9 0,1977	1,0266 80,9 0,2558	1,0409 100,9 0,3111	1,0577 121,1 0,3637	1,0770 141,4 0,4140	1,0990 161,8 0,4622	1,1243 182,6 0,5090	1,1532 203,8 0,5547	1,1868 225,8 0,5996	1,2266 247,8 0,6439	1,2751 271,1 0,6885	0,04330 682,7 1,4664
60	$\begin{matrix} V \\ H \\ S \end{matrix}$	1,0053 41,2 0,1360	1,0144 61,1 0,1976	1,0262 81,1 0,2556	1,0404 101,1 0,3109	1,0572 121,2 0,3635	1,0764 141,5 0,4137	1,0984 162,0 0,4619	1,1245 182,8 0,5086	1,1522 203,9 0,5543	1,1857 225,5 0,5991	1,2251 247,8 0,6433	1,2720 270,9 0,6878	0,03405 671,0 1,4188
70	$\begin{matrix} V \\ H \\ S \end{matrix}$	1,0049 41,4 0,1359	1,0139 61,3 0,1974	1,0257 81,2 0,2555	1,0399 101,2 0,3107	1,0565 121,4 0,3633	1,0758 141,7 0,4135	1,0977 162,1 0,4617	1,1226 182,9 0,5082	1,1513 204,0 0,5539	1,1845 225,6 0,5986	1,2236 247,8 0,6428	1,2709 270,9 0,6871	1,3308 295,2 0,7317
80	$\begin{matrix} V \\ H \\ S \end{matrix}$	1,0045 41,6 0,1359	1,0135 61,5 0,1972	1,0252 81,4 0,2553	1,0394 100,4 0,3105	1,0561 121,6 0,3631	1,0752 141,8 0,4133	1,0970 162,2 0,4614	1,1219 183,0 0,5079	1,1504 204,1 0,5535	1,1833 225,7 0,5982	1,2221 247,8 0,6423	1,2689 270,9 0,6864	1,3279 295,1 0,7308
90	$\begin{matrix} V \\ H \\ S \end{matrix}$	1,0040 41,8 0,1357	1,0130 61,7 0,1971	1,0248 81,6 0,2551	1,0389 101,6 0,3103	1,0556 121,7 0,3628	1,0746 142,0 0,4130	1,0963 162,4 0,4611	1,1211 183,1 0,5075	1,1494 204,2 0,5532	1,1822 225,7 0,5977	1,2206 247,9 0,6417	1,2669 270,9 0,6858	1,3250 295,0 0,7300
100	$\begin{matrix} V \\ H \\ S \end{matrix}$	1,0036 42,1 0,1356	1,0126 61,9 0,1970	1,0243 81,8 0,2550	1,0384 101,8 0,3101	1,0550 121,9 0,3625	1,0740 142,1 0,4128	1,0957 162,5 0,4608	1,1203 183,2 0,5072	1,1485 204,5 0,5527	1,1810 225,8 0,5973	1,2192 247,9 0,6412	1,2650 270,9 0,6852	1,3222 294,9 0,7293
120	$\begin{matrix} V \\ H \\ S \end{matrix}$	1,0028 42,5 0,1355	1,0117 62,3 0,1967	1,0234 82,2 0,2547	1,0375 102,1 0,3097	1,0540 122,2 0,3623	1,0728 142,4 0,4124	1,0943 162,8 0,4603	1,1188 183,5 0,5066	1,1466 204,5 0,5520	1,1788 225,9 0,5964	1,2163 248,0 0,6402	1,2613 270,8 0,6839	1,3169 294,6 0,7278
140	$\begin{matrix} V \\ H \\ S \end{matrix}$	1,0019 42,9 0,1352	1,0109 62,7 0,1965	1,0225 82,5 0,2544	1,0365 102,5 0,3094	1,0529 122,6 0,3619	1,0717 142,8 0,4119	1,0930 163,1 0,4598	1,1172 183,7 0,5060	1,1448 204,7 0,5513	1,1766 226,1 0,5955	1,2136 248,0 0,6392	1,2576 270,8 0,6827	1,3118 294,5 0,7263
160	$\begin{matrix} V \\ H \\ S \end{matrix}$	1,0011 43,3 0,1351	1,0100 63,1 0,1962	1,0216 82,9 0,2541	1,0356 102,9 0,3090	1,0519 122,9 0,3615	1,0705 143,1 0,4115	1,0017 163 0,4593	1,1157 183,9 0,5054	1,1430 204,9 0,5506	1,1744 226,2 0,5946	1,2108 248,1 0,6382	1,2541 270,7 0,6816	1,3070 294,4 0,7250
180	$\begin{matrix} V \\ H \\ S \end{matrix}$	1,0003 43,7 0,1350	1,0092 63,5 0,1959	1,0207 83,3 0,2538	1,0347 103,2 0,3087	1,0508 123,2 0,3611	1,0694 143,3 0,4110	1,0905 163,6 0,4588	1,1143 184,2 0,5048	1,1412 205,1 0,5499	1,1722 226,3 0,5938	1,2082 248,2 0,6372	1,2506 270,7 0,6804	1,3023 294,2 0,7236
200	$\begin{matrix} V \\ H \\ S \end{matrix}$	0,9995 44,1 0,1347	1,0083 63,8 0,1958	1,0198 83,7 0,2536	1,0337 103,6 0,3084	1,0498 123,6 0,3607	1,0682 143,7 0,4106	1,0892 163,9 0,4583	1,1128 184,4 0,5042	1,1395 205,3 0,5492	1,1701 226,5 0,5930	1,2055 248,2 0,6363	1,2472 270,7 0,6792	1,2977 294,0 0,7222
220	$\begin{matrix} V \\ H \\ S \end{matrix}$	0,9986 44,5 0,1341	1,0075 64,2 0,1955	1,0190 84,0 0,2533	1,0328 103,9 0,3081	1,0488 123,9 0,3603	1,0671 144,0 0,4101	1,0879 164,2 0,4578	1,1113 184,7 0,5037	1,1379 205,4 0,5485	1,1680 226,6 0,5922	1,2029 248,3 0,6353	1,2439 270,7 0,6781	1,2933 293,9 0,7208
240	$\begin{matrix} V \\ H \\ S \end{matrix}$	0,9978 44,9 0,1344	1,0067 64,6 0,1953	1,0181 84,4 0,2530	1,0318 104,3 0,3077	1,0478 124,3 0,3599	1,0661 144,3 0,4097	1,0866 164,5 0,4573	1,1099 184,9 0,5034	1,1362 205,6 0,5477	1,1660 226,7 0,5914	1,2005 248,4 0,6343	1,2408 270,7 0,6769	1,2891 293,8 0,7195
300	$\begin{matrix} V \\ H \\ S \end{matrix}$	0,9954 46,2 0,1338	1,0042 65,8 0,1947	1,0164 85,5 0,2522	1,0291 105,4 0,3068	1,0448 125,3 0,3587	1,0628 145,2 0,4084	1,0830 165,4 0,4539	1,1057 185,7 0,5015	1,1312 206,2 0,5459	1,1602 227,1 0,5890	1,1933 248,6 0,6315	1,2317 270,7 0,6736	1,2773 293,5 0,7154

ратура t , °C

300	320	340	360	380	400	420	440	460	480	500	520	550	600
0,1618 724,7 1,6447	0,1683 735,4 1,6630	0,1749 746,0 1,6807	0,1813 756,5 1,6978	0,1876 767,0 1,7144	0,1939 777,4 1,7304	0,2001 787,8 1,7459	0,2063 798,2 1,7608	0,2125 808,7 1,7753	0,2186 819,1 1,7894	0,2247 829,7 1,8032	0,2308 840,1 1,8167	0,2399 850,0 1,8364	0,2549 882,6 1,8677
0,1430 723,3 1,6299	0,1490 734,2 1,6484	0,1548 744,9 1,6663	0,1606 755,5 1,6836	0,1663 766,1 1,7002	0,1719 776,6 1,7163	0,1773 787,1 1,7318	0,1829 797,6 1,7468	0,1884 808,1 1,7613	0,1939 818,6 1,7755	0,1994 829,2 1,7894	0,2048 839,7 1,8030	0,2129 855,6 1,8228	0,2264 882,3 1,8645
0,1280 722,0 1,6166	0,1334 733,1 1,6354	0,1388 743,9 1,6534	0,1440 754,6 1,6708	0,1492 765,2 1,6875	0,1543 775,8 1,7037	0,1593 786,3 1,7192	0,1642 796,9 1,7343	0,1692 807,5 1,7490	0,1743 818,1 1,7633	0,1792 828,7 1,7772	0,1841 839,3 1,7909	0,1915 855,2 1,8109	0,2036 881,9 1,8426
0,0829 714,9 1,5624	0,08680 727,0 1,5826	0,09058 738,4 1,6018	0,09426 749,6 1,6202	0,09787 760,8 1,6376	0,1014 771,9 1,6544	0,1049 782,9 1,6705	0,1084 793,7 1,6861	0,1118 804,5 1,7012	0,1152 815,3 1,7158	0,1186 826,1 1,7301	0,1219 836,9 1,7441	0,1269 853,1 1,7645	0,1351 880,2 1,7964
0,06022 706,9 1,5202	0,06339 720,2 1,5424	0,06642 732,6 1,5631	0,06936 744,5 1,5824	0,07220 756,2 1,6007	0,07498 767,8 1,6181	0,07771 779,1 1,6348	0,08039 790,3 1,6508	0,08303 801,5 1,6661	0,08564 812,5 1,6810	0,08822 823,5 1,6955	0,09078 834,5 1,7097	0,09458 851,0 1,7304	0,1008 878,4 1,7681
0,04646 698,4 1,4844	0,04927 712,9 1,5087	0,05187 726,5 1,5307	0,05436 739,4 1,5511	0,05676 751,7 1,5703	0,05909 763,6 1,5885	0,06136 775,4 1,6059	0,06358 786,8 1,6225	0,06575 798,3 1,6384	0,06789 809,7 1,6538	0,07001 820,9 1,6687	0,07210 832,1 1,6832	0,07520 848,8 1,7042	0,08028 876,6 1,7370
0,03711 689,0 1,4513	0,03976 705,2 1,4788	0,04212 720,1 1,5030	0,04432 733,9 1,5245	0,04644 746,9 1,5447	0,04848 759,3 1,5636	0,05045 771,5 1,5816	0,05236 783,4 1,5988	0,05423 795,2 1,6152	0,05606 806,8 1,6308	0,05787 818,3 1,6459	0,05966 829,7 1,6606	0,06229 846,7 1,6819	0,06658 874,7 1,7153
0,03029 678,7 1,4195	0,03287 701,1 1,4510	0,03511 713,3 1,4773	0,03714 728,0 1,5007	0,03905 741,8 1,5220	0,04088 754,8 1,5417	0,04264 767,4 1,5602	0,04433 779,8 1,5777	0,04598 791,9 1,5943	0,04760 803,8 1,6104	0,04919 815,6 1,6259	0,05075 827,3 1,6410	0,05305 844,5 1,6628	0,05680 873,0 1,6968
0,02503 667,0 1,3875	0,02769 688,1 1,4239	0,02977 706,1 1,4535	0,03170 721,9 1,4789	0,03348 736,5 1,5013	0,03516 750,3 1,5217	0,03676 763,4 1,5408	0,03830 776,1 1,5590	0,03979 788,6 1,5764	0,04124 800,9 1,5930	0,04267 812,9 1,6088	0,04407 824,7 1,6241	0,04612 842,2 1,6460	0,04944 871,1 1,6805
1,4024 321,1 0,7764	0,02336 667,7 1,3968	0,02554 698,2 1,4302	0,02745 715,4 1,4579	0,02914 731,0 1,4818	0,03070 745,5 1,5033	0,03218 759,1 1,5232	0,03360 772,4 1,5421	0,03497 785,3 1,5601	0,03630 797,8 1,5772	0,03760 810,1 1,5934	0,03887 822,2 1,6089	0,04073 840,0 1,6310	0,04373 869,3 1,6659
1,3979 320,7 0,7751	0,01988 666,0 1,3688	0,02210 689,4 1,4071	0,02397 708,6 1,4376	0,02562 725,3 1,4632	0,02711 740,6 1,4858	0,02851 754,9 1,5066	0,02984 768,6 1,5263	0,03111 781,9 1,5419	0,03234 794,8 1,5624	0,03354 807,3 1,5789	0,03471 819,6 1,5946	0,03641 837,7 1,6173	0,03916 867,4 1,6526
1,3897 320,1 0,7729	1,495 348,8 0,8225	0,01679 669,1 1,3594	0,01870 692,8 1,3978	0,02027 712,8 1,4282	0,02168 730,1 1,4537	0,02297 745,9 1,4765	0,02417 760,7 1,4975	0,02530 774,8 1,5170	0,02639 788,4 1,5363	0,02744 801,5 1,5527	0,02847 814,4 1,5693	0,02994 833,2 1,5929	0,03230 863,6 1,6292
1,3820 319,5 0,7709	1,481 347,5 0,8189	0,01253 642,8 1,3065	0,01471 674,5 1,3563	0,01637 687,7 1,3935	0,01775 718,7 1,4234	0,01896 736,3 1,4487	0,02008 752,4 1,4713	0,02114 767,4 1,4921	0,02213 781,7 1,5115	0,02306 795,6 1,5298	0,02397 809,0 1,5471	0,02529 828,4 1,5715	0,02739 859,8 1,6088
1,3746 318,0 0,7690	1,468 346,4 0,8159	1,621 379,4 0,8708	0,01154 651,8 1,3112	0,01332 682,4 1,3584	0,01471 706,0 1,3934	0,01591 725,8 1,4222	0,01699 743,6 1,4468	0,01798 759,7 1,4689	0,01890 774,8 1,4895	0,01977 789,5 1,5087	0,02061 803,5 1,5267	0,02181 823,6 1,5522	0,02370 855,9 1,5907
1,3678 318,7 0,7673	1,457 345,5 0,8133	1,596 376,9 0,8654	0,00862 620,3 1,2543	0,01082 662,6 1,3218	0,01231 691,8 1,3643	0,01351 714,7 1,3967	0,01456 734,2 1,4235	0,01551 751,6 1,4474	0,01638 767,8 1,4690	0,01720 783,2 1,4893	0,01797 797,8 1,5084	0,01909 818,7 1,5348	0,02083 851,9 1,5743
1,3612 318,4 0,7655	1,446 344,7 0,8109	1,573 375,0 0,8611	1,841 416,6 0,9280	0,00870 640,3 0,2780	0,01033 675,8 1,3334	0,01156 702,2 1,3706	0,01259 724,1 1,4007	0,01352 743,2 1,4266	0,01436 760,6 1,4499	0,01514 776,7 1,4713	0,01587 791,9 1,4911	0,01692 813,7 1,5184	0,01854 847,8 1,5592
1,3549 318,0 0,7638	1,436 344,2 0,8087	1,554 373,5 0,8575	1,768 411,0 0,9179	0,00662 606,7 0,2215	0,00862 657,5 1,2981	0,00993 688,6 1,3445	0,01097 711,8 1,3778	0,01186 732,3 1,4058	0,01267 750,9 1,4306	0,01341 767,9 1,4527	0,01411 783,9 1,4729	0,01512 805,5 1,5005	0,01666 841,6 1,5422
1,3489 317,8 0,7622	1,427 343,6 0,8065	1,538 372,2 0,8544	1,722 407,3 0,9108	0,00370 564,2 0,1945	0,00708 633,9 1,2604	0,00851 673,5 1,3180	0,00959 701,5 1,3559	0,01052 724,9 1,3866	0,01134 744,9 1,4132	0,01206 763,1 1,4367	0,01271 779,7 1,4588	0,01364 803,3 1,4881	0,01509 839,6 1,5318
1,3328 317,0 0,7574	1,403 342 0,8002	1,497 369,1 0,8456	1,635 400,2 0,8958	0,00190 440,9 0,9580	0,00307 517,8 1,0851	0,00520 603,3 1,2206	0,00645 658,8 1,2833	0,00743 693,7 1,3266	0,00825 719,8 1,3608	0,00895 741,6 1,3892	0,00957 760,9 1,4141	0,01039 787,3 1,4477	0,01167 827,0 1,4958

ный насыщенный пар, имеют подстрочный индекс x .

Определенному давлению влажного насыщенного или сухого насыщенного пара соответствует строго определенная температура и, наоборот, определенной температуре такого пара соответствует строго определенное давление.

Количество теплоты, которое необходимо сообщить 1 кг воды для того, чтобы нагреть ее при $p = \text{const}$ от 0°C до температуры парообразования, называется теплотой воды (q , ккал/кг).

Количество теплоты, которое необходимо сообщить 1 кг воды для превращения ее при $p = \text{const}$ от начала парообразования в сухой насыщенный пар, называется теплотой парообразования и обозначается через r , ккал/кг. Параметры, характеризующие воду в состоянии парообразования имеют надстрочный индекс'. Температура парообразования выражается через t_s .

Водяной пар, имеющий при данном давлении температуру выше температуры сухого насыщенного пара, называется перегретым.

Пограничные кривые приведены на рис. 26, а, б. В технической термодинамике раз-

Энтальпия воды при парообразовании, ккал/кг:

$$H' = q \approx T_S. \quad (2.78)$$

Энтропия воды при парообразовании, ккал/(кг·°C):

$$s' = 2,303 \lg \frac{T_S}{273}, \quad (2.79)$$

где T_S — температура парообразования, К. Сухой насыщенный пар.

Теплота парообразования, ккал/кг:

$$r = \rho + \psi = \rho + A p (v'' - v'), \quad (2.80)$$

где ρ — внутренняя теплота парообразования, ккал/кг; $\psi = A p (v'' - v')$ — внешняя теплота парообразования, ккал/кг.

Полная теплота, ккал/кг: $\lambda'' = q + r$.

Внутренняя энергия, ккал/кг:

$$u'' = q + \rho = H'' - A p v''. \quad (2.81)$$

Энтальпия, ккал/кг:

$$\begin{aligned} H'' &= u'' + A p v'' = H' + r = \\ &= \lambda'' + A p v_0 \approx \lambda''. \end{aligned} \quad (2.82)$$

Энтропия, ккал/(кг·°C)

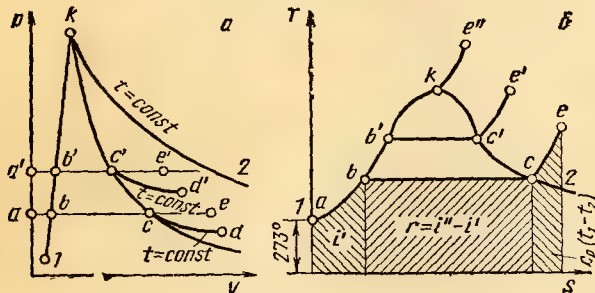


Рис. 2.26. Пограничные кривые:

а— p - V -диаграмма: линия $1-k$ — нижняя пограничная кривая; линия $2-k$ — верхняя пограничная кривая; k — критическая точка; отрезки $a-b$, $a'-b'$ — процессы нагрева воды от 0°C до температуры кипения; отрезки $b-c$, $b'-c'$ — процессы испарения воды; отрезки $c-d$, $c'-d'$ — процессы перегрева пара при $p = \text{const}$; б— T - S -диаграмма (обозначения те же)

личают две пограничные кривые: верхнюю, представляющую собой геометрическое место точек, соответствующих началу парообразования при различных давлениях (или температурах), и нижнюю, представляющую собой геометрическое место точек, соответствующих состояниям сухого насыщенного пара при различных давлениях (или температурах). Нижняя пограничная кривая отделяет область воды от области влажного насыщенного пара; верхняя пограничная кривая отделяет область влажного насыщенного пара от области перегретого пара.

Точка пересечения k двух пограничных кривых носит название критической. В этой точке иодной пар (вода) характеризуется следующими критическими параметрами: ($T=374,15\text{K}$; $p=225,65 \text{ кгс/см}^2$; $V=0,0031 \text{ м}^3/\text{кг}$). Параметры водяного пара определяются либо на основе формул, либо по данным табл. 2.6 и 2.7.

Формулы, служащие для определения параметров воды и водяного пара:

Вода.

Теплота воды, ккал/кг:

$$q_t = c_p T \approx T. \quad (2.77)$$

$$S'' = 2,303 \lg \frac{T_S}{273} + \frac{r}{T_S}. \quad (2.83)$$

Влажный насыщенный пар.

Объем, $\text{м}^3/\text{кг}$:

$$v_x = v'x + v''(1-x) \approx v''x. \quad (2.84)$$

Плотность, $\text{м}^3/\text{кг}$:

$$\gamma_x = 1/v_x \approx \gamma''/x. \quad (2.85)$$

Степень сухости:

$$x = \frac{v_x - v'}{v'' - v'}. \quad (2.86)$$

Теплота парообразования, ккал/кг:

$$r_x = rx. \quad (2.87)$$

Внутренняя энергия, ккал/кг:

$$u_x = q + rx = H_x - A p v_x. \quad (2.88)$$

Энтальпия, ккал/кг:

$$\begin{aligned} H_x &= q + rx + A p v_0 = \\ &= u_x + A p v_x \approx H' + rx. \end{aligned} \quad (2.89)$$

Энтальпия, ккал/(кг·°C):

$$S_x = 2,303 \lg \frac{T_S}{273} + \frac{r}{T_S} x. \quad (2.90)$$

Перегретый пар.

Полная теплота, ккал/кг:

$$\lambda = q + r + c_{pm}(T - T_S). \quad (2.91)$$

Внутренняя энергия, ккал/кг:

$$u = q + r + c_{pm}(T - T_S) - Ap(v - v'') = H - Aprv. \quad (2.92)$$

Энтальпия, ккал/кг:

$$H = H' + r + c_{pm}(T - T_S) = H'' + c_{pm}(T - T_S) = u + Aprv. \quad (2.93)$$

Энтальпия, ккал/(кг·°C)

$$S = 2,303 \lg \frac{T_S}{273} + \frac{r}{T_S} + 2,303 c_{pm} \lg \frac{T}{T_S}. \quad (2.94)$$

торая характеризуется параметрами $p_{кр}$ и $v_{кр}$:

$$v_{кр} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}};$$

для одноатомных газов $k=1,67$; $v_{кр}=0,489$; для двухатомных газов $k=1,4$; $v_{кр}=0,528$; для трех- и многоатомных газов $k=1,29$; $v_{кр}=0,548$; для сухого насыщенного пара $k=1,135$; $v_{кр}=0,577$; для перегретого пара $k=1,33$; $v_{кр}=0,546$.

$$\text{Для } v_{кр} < \frac{p_2}{p_1}$$

$$w = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} = \sqrt{2g \frac{H_1 - H_2}{A}} = 91,53 \sqrt{H_1 - H_2}; \quad (2.96)$$

$$G = f \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{p_2} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} = \frac{91,53 \sqrt{H_1 - H_2}}{v_2}, \quad (2.97)$$

6. Истечение газов и паров

Истечение из суживающегося сопла или сопла, имеющего постоянное сечение. Истечение газов или паров из сосуда во внешнюю среду происходит, если давление среды меньше, чем газов или паров в сосуде. В определенных пределах при увеличении разности давлений в сосуде и внешней среде увеличивается скорость истечения рабочего тела и его расход. В зависимости от свойств рабочего тела при определенном соотношении давлений в сосуде и внешней среде в устье суживающегося или имеющего постоянное сечение сопла устанавливается давление, не изменяющееся при дальнейшем увеличении давления в сосуде или уменьшении давления во внешней среде. При этом расход рабочего тела не изменяется и равен максимальному.

Отношение давления внешней среды (p_2) к давлению в сосуде (p_1), при котором расход газа (G , кг/с) становится постоянным и при дальнейшем увеличении давления p_1 (или уменьшении давления p_2) не изменяется, называется критическим:

$$v_{кр} = p_2/p_1. \quad (2.95)$$

Соответствующие $v_{кр}$ значения давления, удельного объема в устье сопла и скорости истечения называются также критическими и обозначаются соответственно $p_{кр}$, $v_{кр}$ и $w_{кр}$.

Критическая скорость $w_{кр}$, м/с, численно равна скорости звука в газовой среде, ко-

где f — сечение канала, через который происходит истечение газа, м².

Формулы (2.96) и (2.97) верны для обратного процесса.

Кинетическая энергия газа при адиабатном истечении со скоростью w определяется следующим выражением:

$$A \frac{w^2}{2g} = H_1 - H_2, \quad (2.98)$$

где H_1 , H_2 — энтальпия газа в начале и конце процесса, ккал/кг.

Из выражения (2.98) следует, что при идеальном истечении газа его кинетическая энергия численно равна полезной работе нормального цикла паросиловой установки и эквивалентна площади заштрихованной фигуры (рис. 2.27).

Для $v_{кр} \geq p_2/p_1$

$$w_{кр} = \sqrt{2g \frac{k}{k+1} p_1 v_1} = 91,53 \sqrt{H_1 - H_{кр}}; \quad (2.99)$$

$$G_{\max} = f \sqrt{2g \frac{k}{k+1} \frac{p_1}{v_1} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}}}. \quad (2.100)$$

При $k=1,4$ (двухатомный газ) формулы (2.99) и (2.100) принимают вид:

$$w_{кр} = 3,38 \sqrt{RT_1} = 3,38 \sqrt{p_1 v_1}; \quad (2.101)$$

$$G_{кр} = 2,15 f \sqrt{\frac{p_1}{v_1}}. \quad (2.102)$$

Из рис. 2.28 следует, что в рассмотренном случае в устье сопла устанавливается критическое давление и перепад давления $p_1 - p_2$ используется неполно. Используемая часть перепада заштрихована.

$$f_{\min} = \frac{G v_{\text{кр}}}{91,53 \sqrt{H_1 - H_{\text{кр}}}}. \quad (2.106)$$

Площадь выходного сечения сопла f , м²:
для газов

$$f = f_{\min} \frac{\omega_{\text{кр}} v_2}{\omega \cdot v_{\text{кр}}} = f_{\min} \frac{\omega_{\text{кр}} v_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}}}{\sqrt{2g \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] v_{\text{кр}}}}; \quad (2.107)$$

Истечение из расширяющегося сопла (рис. 2.29 и 2.30). При истечении газа или пара

для водяного пара

$$f = \frac{G v_2}{91,53 \sqrt{H_1 - H_2}}. \quad (2.108)$$

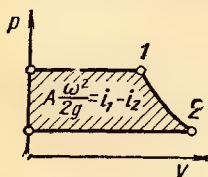


Рис. 2.27. Цикл игельного адиабатного истечения газа в p - V -диаграмме

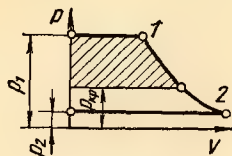


Рис. 2.28. Цикл адиабатного истечения двухатомных газов в p - V -диаграмме

через расширяющееся сопло перепад давления используется полностью (см. рис. 2.30) и обеспечивается возможность достижения скоростей выше критических.

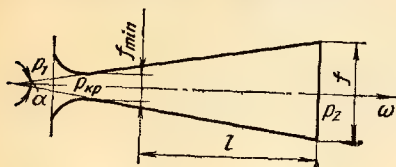


Рис. 2.29. Истечение из расширяющегося сопла

Площадь минимального сечения сопла $f_{\min}$, м²:

$$f_{\min} = G_{\text{кр}} v_{\text{кр}} / \omega_{\text{кр}}; \quad (2.103)$$

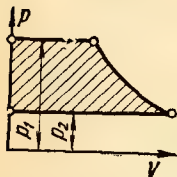


Рис. 2.30. Цикл истечения газа или пара из расширяющегося сопла в p - V -диаграмме

для двухатомных газов

$$f_{\min} = \frac{G}{2,15 \sqrt{p_1 / v_1}}; \quad (2.104)$$

для многоатомных газов

$$f_{\min} = \frac{G}{2,09 \sqrt{p_1 / v_1}}; \quad (2.105)$$

для водяного пара

Для водяного пара величина f выражена в иной форме, чем для газа, в связи с отсутствием для пара соответствующего уравнения его состояния.

Длина расширяющейся части сопла l , м:

$$l = \frac{d - d_{\min}}{2 \operatorname{tg} \alpha}, \quad (2.109)$$

где d и $d_{\min}$ — диаметры выходного и минимального сечений; α — угол конусности (10—12°, во избежание отрыва струи от стенок сопла, вызывающего дополнительные потери), м.

Примечания: 1. Все формулы для истечения газов и паров выведены применительно к адиабатному изменению состояния рабочего тела в процессе его истечения.

2. Формулы, приведенные для водяного пара, распространяются на перегретый и сухой насыщенный пар. Для влажного насыщенного пара величина $v_{\text{кр}}$ может быть определена из условия $k = 1,035 + 0,1x$. Учитывая, что в процессе изменения состояния водяного пара величина k изменяется, для точных расчетов следует применять графоаналитический метод, пользуясь H - S -диаграммой и формулами, в которых приведены значения энтальпии пара.

Дросселирование (мятие) газов и паров. Под дросселированием (мятием) газа или пара (а также жидкости) понимается необратимый процесс снижения их давления при прохождении через суженное сечение (диафрагма, вентиль, кран и т. п.), протекающий без теплообмена с внешней средой.

Для процесса дросселирования характерно, что значения энтальпии рабочего тела до и после сужения (в начале и в конце процесса) одинаковы, т. е.

$$H_1 = H_2 \quad (2.110)$$

(это не распространяется на промежуточные состояния).

При дросселировании идеального газа температуры его в начале и в конце процесса одинаковы. При дросселировании ре-

ального газа температура его изменяется; это явление в физике носит название эффекта Джоуля—Томсона.

Дросселирование водяного пара в пределах его состояний, охватываемых H — S —диаграммой, сопровождается понижением температуры. Степень сухости и степень перегрева пара при дросселировании может либо увеличиваться, либо уменьшаться. Направление этого изменения определяется начальным состоянием пара. При решении практических задач на дросселирование (мятие) пара удобно пользоваться H — S —диаграммой. Если начальное состояние рабочего тела характеризуется точкой 1 (рис. 2.31), расположенной на изобаре p_1 , а давление в конце процесса составляет p_2 , то точка 2, соответствующая конечному состоянию пара, определяется пересечением изобары p_2 с горизонтальной (линией постоянной энтальпии): $H_1 = H_2$.

Из рис. 2.31 следует, что в результате дросселирования пара возможное умень-

шение теплоты пара (его работоспособность) снижается:

$$h_2 < h'_2 < h_1.$$

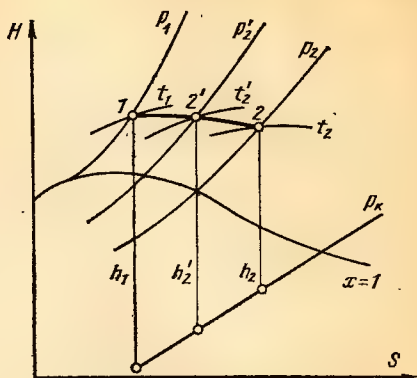


Рис. 2.31. Дросселирование (мятие) водяного пара в H — S —диаграмме

Глава 3 ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ТЕПЛООБМЕНЕ [1—32]

1. Теплопроводность

Перенос тепла от одной части тела к другой называют теплопроводностью. Исследование теплопроводности сводится к изучению распределения температур в рассматриваемом теле.

Температурным полем называется совокупность мгновенных значений температур во всех точках рассматриваемого пространства.

Градиентом температур называется вектор:

$$\text{grad } T = \frac{\partial T}{\partial n}, \quad (3.1)$$

где n — нормаль к изотермической поверхности; T — температура.

Вектором теплового потока $\vec{q}$ называют количество теплоты, проходящее через единицу площади изотермической поверхности в единицу времени:

$$\vec{q} = \frac{dQ}{d\tau} \frac{1}{F} (-\vec{n}), \quad (3.2)$$

где $dQ/d\tau$ — количество теплоты, проходящее через площадь в единицу времени; F — площадь изотермической поверхности; $(-\vec{n})$ — единичный вектор, направленный по нормали к поверхности в сторону уменьшения температуры.

Основной закон теплопроводности формулируется следующим образом: плотность теплового потока прямо пропорциональна градиенту температуры:

$$\vec{q} = -\lambda \text{ grad } T, \quad (3.3)$$

где λ — коэффициент пропорциональности, называемый коэффициентом теплопроводности, ккал/(м · ч · °С).

Стационарная теплопроводность

Через плоскую стенку. Тепловой поток через плоскую стенку Q , ккал/ч:

$$Q = \frac{\lambda}{S} (T_{\text{ст1}} - T_{\text{ст2}}) F. \quad (3.4)$$

Термическое сопротивление плоской стенки: $R_s = S/\lambda$.

Коэффициент теплопередачи через n -слойную стенку

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{s_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (3.5)$$

Температура на стыке слоев m и $m+1$

$$T_{\text{ст}m+1} = T_1 - K \left(\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{s_i}{\lambda_i} \right) (T_1 - T_2), \quad (3.6)$$

где α_1 , α_2 — коэффициенты теплоотдачи к стенке от греющей среды и от стенки к нагреваемой среде соответственно; T_1 , T_2 — температуры греющей и нагреваемой сред.

Через цилиндрическую стенку. Коэффициент теплопередачи через n -слойную цилиндрическую стенку равен:

$$K = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 D_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \lg \frac{D_{n+1}}{D_i} + \frac{1}{\alpha_2 D_{n+1}}}, \quad (3.7)$$

где $D_i = 2R_i$ — внутренний диаметр i -того слоя.

Тепловой поток (Q , ккал/ч) через изоляцию трубы

$$Q = K (T_1 - T_2) L, \quad (3.8)$$

где L — длина трубы, м.

Температура на границе m и $m+1$ слоев многослойной цилиндрической стенки

$$T_{стm+1} = T_1 - \frac{K (T_1 - T_2)}{\pi} \times \left(\frac{1}{\alpha_1 D_1} + \sum_{i=1}^m \frac{1}{2\lambda_i} \frac{D_{i+1}}{D_i} \right), \quad (3.9)$$

где $D_1 < D_2 < D_3 < \dots < D_m$.

Для однослойной стенки распределение температур вычисляется по формуле

$$T = T_{ст1} - \frac{T_{ст1} - T_{ст2}}{\ln \frac{D_2}{D_1}} \ln \frac{R}{R_1}, \quad (3.10)$$

а поток через один погонный метр q , ккал/(м·ч)

$$q = \frac{2\pi\lambda (T_{ст1} - T_{ст2})}{\ln (R_2/R_1)}. \quad (3.11)$$

Цилиндрическая изоляция уменьшает тепловые потери трубы при условии, что

$$\frac{D_{из}}{D_2} - 1 < \frac{\alpha_2 D_{из}}{2\lambda_{из}} \ln \frac{D_{из}}{D_2},$$

где D_2 — наружный диаметр изолируемого трубопровода, м; $D_{из}$ — наружный диаметр изоляции, м; $\lambda_{из}$ — коэффициент теплопроводности изоляции, ккал/(м·ч·°C); α_2 — коэффициент теплоотдачи от изоляции в среду, ккал/(м²·ч·°C).

Наибольшие тепловые потери имеют место при

$$D_{из} = 2\lambda_{из}/\alpha_2. \quad (3.12)$$

Через шаровую стенку. Тепловой поток через многослойную шаровую стенку Q , ккал/ч:

Для однослойной шаровой стенки

$$T(R) = T_{ст1} - \frac{R - R_1}{R_2 - R_1} \frac{R_2}{R} (T_{ст1} - T_{ст2}); \quad (3.14)$$

$$R_2 > R_1; R_1 < R < R_2;$$

$$Q = \frac{4\pi\lambda (T_{ст1} - T_{ст2})}{\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2}}. \quad (3.15)$$

Пример. Определить потери тепла через плоскую стенку толщиной 50 мм с коэффициентом теплопроводности $\lambda = 0,15$ ккал/(м·ч·°C). Известно, что $T_1 = 200$ °C; $\alpha_1 = 10$ ккал/(м²·ч·°C); $T_2 = 25$ °C; $\alpha_2 = 15$ ккал/(м²·ч·°C).

Коэффициент теплопередачи равен:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{10} + \frac{0,05}{0,15} + \frac{1}{15}} = 2 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C)}. \quad (3.16)$$

Тепловые потери с 1 м² изоляции

$$q = 2(200 - 25) = 350 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч)}. \quad (3.17)$$

Температура на внутренней поверхности

$$T_{ст1} = 200 - \frac{2}{10} (200 - 25) = 165 \text{ °C.}$$

на внешней поверхности

$$T_{ст2} = 25 + \frac{2}{15} (200 - 25) = 48,4 \text{ °C.}$$

Нестационарная теплопроводность

Уравнение теплопроводности

$$C\rho \frac{\partial T}{\partial \tau} = \text{div} (\lambda \text{ grad } T) + q_v, \quad (3.18)$$

где τ — время, с; C — теплоемкость, ккал/°C; ρ — плотность, кг/м³; q_v — плотность внутренних источников тепла, ккал/(м³·ч).

При отсутствии внутренних источников ($q_v = 0$) и постоянных физических свойств из уравнения (3.18) следует

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \nabla^2 T, \quad (3.19)$$

где $a = \lambda/(C\rho)$ — коэффициент температуропроводности, м²/ч.

Граничные условия могут быть заданы несколькими способами:

а) граничное условие первого рода состоит в задании распределения температуры на поверхности тела в любой момент времени.

$$T_{\Pi}(\tau) = f(\tau), \quad (3.20)$$

т. е.

$$Q = \frac{4\pi (T_1 - T_2)}{\frac{1}{\alpha_1 R_1^2} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \left(\frac{1}{R_i} - \frac{1}{R_{i+1}} \right) + \frac{1}{\alpha_2 R_{n+1}^2}}. \quad (3.13)$$

где $T_n(\tau)$ — температура на поверхности тела;

б) граничное условие второго рода состоит в задании плотности теплового потока для каждой точки поверхности тела:

$$q_n(\tau) = f(\tau); \quad (3.21)$$

в) граничное условие третьего рода характеризует закон конвективного теплообмена между поверхностью тела и окружающей средой:

$$\alpha(T_n - T_c) = \lambda \frac{\partial T}{\partial n}, \quad (3.22)$$

где T_c — температура окружающей среды.

Неограниченная пластина

Граничное условие первого рода. Неограниченная пластина толщиной $2S$ и с распределением внутри температур $f(x)$ в начальный момент времени мгновенно охлаждается с поверхности до некоторой температуры T_c , которая поддерживается постоянной. Ось x направлена перпендикулярно к боковым граням пластины. Температурное поле внутри пластины описывается зависимостью

$$T(x; \tau) = \sum_{n=1}^{\infty} \cos \mu_n \frac{x}{S} e^{-\mu_n^2 \frac{\alpha \tau}{S^2}} \frac{2}{S} \int_0^S f(x) \cos \mu_n \frac{x}{S} dx, \quad (3.23)$$

где $\mu_n = (2n-1) \frac{\pi}{2}$.

Если $f(x)$ — функция нечетная, то

$$T(x; \tau) = \sum_{n=1}^{\infty} \sin \mu_n \frac{x}{S} \exp\left(-\mu_n^2 \frac{\alpha \tau}{S^2}\right) \frac{2}{S} \int_0^S f(x) \sin \mu_n \frac{x}{S} dx, \quad (3.24)$$

где $\mu_n = n\pi$.

Граничное условие второго рода. Неограниченная пластина толщиной $2S$ при температуре T_0 нагревается с обеих сторон одинаково от источника с постоянным тепловым потоком. Решение уравнения теплопроводности имеет вид:

$$\theta = \frac{T(x; \tau) - T_0}{T_c - T_0} = K_i \left[Fo - \frac{1}{6} \left(1 - 3 \frac{x^2}{S^2} \right) + \sum_{n=1}^{\infty} (-1)^{n+1} \times \right. \\ \left. \times \frac{2}{\mu_n^2} \cos \mu_n \frac{x}{S} \exp(-\mu_n^2 Fo) \right], \quad (3.25)$$

$\mu_n = n\pi,$

где T_c — температура печи.

Граничное условие третьего рода. Пластина с начальным распределением температуры $f(x)$ погружается в среду с температурой T_c . На поверхности пластины происходит теплообмен по закону Ньютона:

$$\alpha(T_c - T(S; \tau)) = \lambda \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=S}.$$

Распределение температур в любой момент времени описывается зависимостью

$$T_c - T(x; \tau) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\mu_n}{\mu_n + \sin \mu_n \cos \mu_n} \times \\ \times \cos \mu_n \frac{x}{S} \frac{2}{S} \int_0^S (T_c - f(x)) \cos \mu_n \times \\ \times \frac{x}{S} e^{-\mu_n^2 \frac{\alpha \tau}{S^2}} dx. \quad (3.26)$$

где μ_n — корни уравнения

$$\operatorname{ctg} \mu_n = \frac{1}{Bi} \mu_n; \quad Bi = \alpha S / \lambda.$$

Если $f(x)$ — нечетная функция относительно x , то температурное поле описывается зависимостью

$$T_c - T(x; \tau) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\mu_n \sin \mu_n \frac{x}{S}}{\mu_n - \sin \mu_n \cos \mu_n} \times$$

$$\times \frac{2}{S} \int_0^S (T_c - f(x)) \left(\sin \mu_n \times \right. \\ \left. \times \frac{x}{S} \right) e^{-\mu_n^2 \frac{\alpha \tau}{S^2}} dx. \quad (3.27)$$

где μ_n — корни уравнения

$$\operatorname{tg} \mu = -\frac{1}{Bi} \mu.$$

При равномерном начальном распределении температуры $T(x; 0) = f(x) = T_0 = \text{const}$ температурное поле в безразмерных переменных запишется в виде

$$\theta = \frac{T(x; \tau) - T_0}{T_c - T_0} = \\ = 1 - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2 \sin \mu_n}{\mu_n + \sin \mu_n \cos \mu_n} \times \\ \times \cos \mu_n \frac{x}{S} e^{-\mu_n^2 Fo}, \quad (3.28)$$

где μ_n — корни уравнения $\text{ctg } \mu = \frac{1}{Bi} \mu$.

На рис. 3.1 и 3.2 приведены графики зависимостей безразмерных температур поверхности $\theta_n = (T_n - T_0)/(T_c - T_0)$ и центра пластины $\theta_m = (T_m - T_0)/(T_c - T_0)$ от величины $Fo = \alpha t / S^2$ при различных величинах критерия $Bi = \alpha S / \lambda$.

Неограниченный цилиндр

Граничное условие первого рода. Неограниченный цилиндр радиусом R с равномерным начальным распределением температуры в начальный момент времени мгновенно охлаждается с поверхности до температуры среды T_c . Температурное поле в лю-

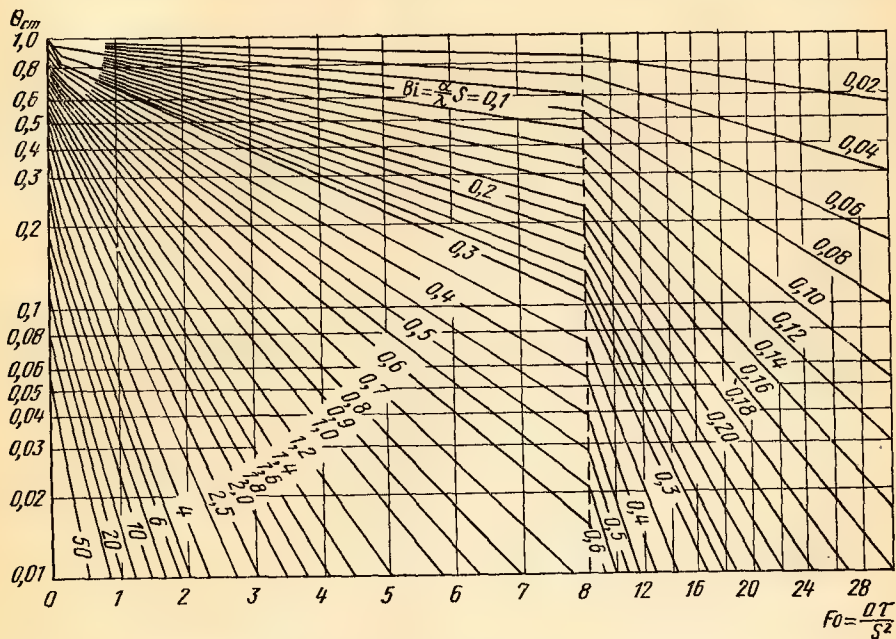


Рис. 3.1. Зависимость безразмерной температуры поверхности пластины от Fo

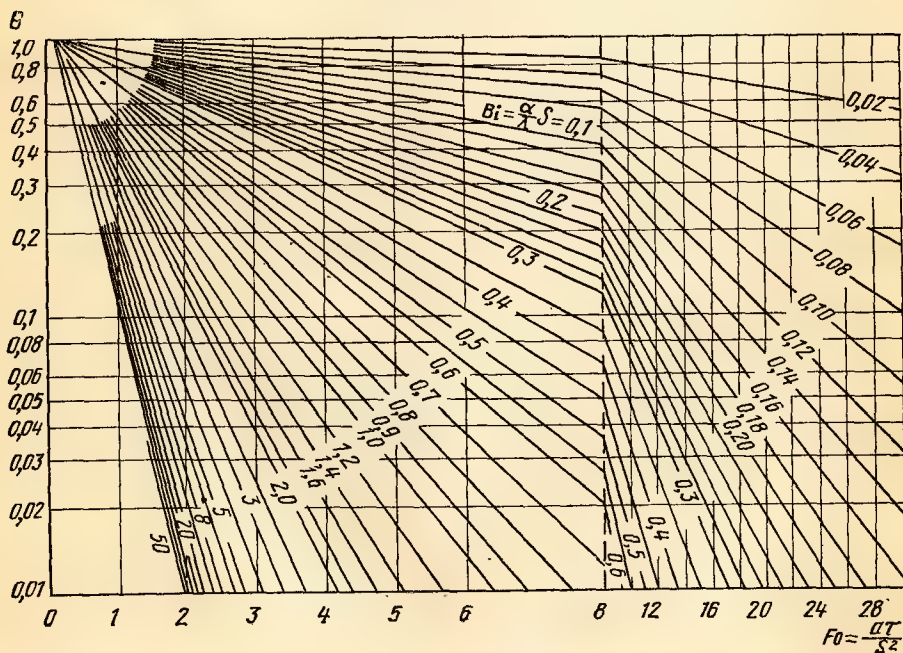


Рис. 3.2. Зависимость безразмерной температуры центра пластины от Fo

бой момент времени описывается зависимо-
стью

$$\theta = \frac{T(r; \tau) - T_0}{T_0 - T_c} =$$

$$= \sum_1^{\infty} \frac{2}{\mu_n J_1(\mu_n)} J_0\left(\mu_n \frac{r}{R}\right) e^{-\left(\mu_n^2 Fo\right)}, \quad (3.29)$$

где μ_n — корни уравнения $J_0(\mu) = 0$.

Граничное условие второго рода. Нагревание цилиндра радиусом R с постоянной начальной температурой T_0 происходит равномерно по всей поверхности цилиндра тепловым потоком q . Температурное поле в любой момент времени описывается зависи-
мостью

$$\theta = \frac{T(r; \tau) - T_0}{T_c - T_0} = K_i \left[2Fo - \right.$$

$$\left. - \frac{1}{4} \left(1 - 2 \frac{r^2}{R^2} \right) - \sum_1^{\infty} \frac{2}{\mu_n^2 J_0(\mu_n)} \times \right.$$

$$\left. \times J_0\left(\mu_n \frac{r}{R}\right) e^{-\mu_n^2 Fo} \right],$$

Здесь T_c — температура печи;

$$K_i = qR/(\lambda(T_c - T_0)); Fo = \alpha\tau/R^2; \quad (3.30)$$

μ_n — корень уравнения $J_1(\mu) = 0$.

Граничное условие третьего рода. Неограниченный цилиндр радиусом R с постоянной температурой T_0 — начальный момент времени погружается в среду с постоянной температурой $T_c > T_0$. Теплообмен на поверхности происходит по закону Ньютона. Температурное поле в любой момент времени описывается зависимостью

$$\theta = \frac{T(r; \tau) - T_0}{T_c - T_0} = 1 -$$

$$- \sum_1^{\infty} A_n J_0\left(\mu_n \frac{r}{R}\right) e^{-\mu_n^2 Fo}, \quad (3.31)$$

$$\text{где } A_n = \frac{2J_1(\mu_n)}{\mu_n [J_0^2(\mu_n) - J_1^2(\mu_n)]};$$

μ_n — корни характеристического уравнения

$$\frac{J_0(\mu)}{J_1(\mu)} = \frac{1}{Bi} \mu; \quad Bi = \alpha R/\lambda.$$

На рис. 3.3 и 3.4 приведены графики зависимости безразмерных температур поверхности $\theta_n = (T_n - T_0)/(T_c - T_0)$ и центра цилиндра $\theta_{\text{ц}} = (T_{\text{ц}} - T_0)/(T_c - T_0)$ от величины $Fo = \alpha\tau/R^2$ при разных величинах критерия $Bi = \alpha R/\lambda$.

Теплопроводность в телах конечных размеров

Параллелепипед с размерами $2R_1 \times 2R_2 \times 2R_3$, температура которого T_0 в начальный момент времени помещается в среду

с температурой $T_c > T_0$. На поверхностях происходит теплообмен конвекцией по закону Ньютона (граничные условия третьего рода). Коэффициент теплоотдачи постоянный на всех поверхностях и равен α . Температурное поле в любой момент времени дается формулой

$$\theta = \frac{T(x; y; z; \tau) - T_0}{T_c - T_0} = 1 -$$

$$- \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{k=1}^{\infty} A_{n,1} A_{m,2} A_{k,3} \cos \mu_{n,1} \frac{x}{R_1} \times$$

$$\times \cos \mu_{m,2} \frac{y}{R_2} \cos \mu_{k,3} \frac{z}{R_3} \times$$

$$\times \exp \left[- \left(\frac{\mu_{n,1}^2}{R_1^2} + \frac{\mu_{m,2}^2}{R_2^2} + \right. \right.$$

$$\left. \left. + \frac{\mu_{k,3}^2}{R_3^2} \right) \alpha \tau \right], \quad (3.32)$$

$$\text{где } A = \frac{2 \sin \mu}{\mu + \sin \mu \cos \mu} =$$

$$= (-1)^{(n,m,k)+1} \frac{2Bi \sqrt{Bi^2 + \mu^2}}{\mu (Bi^2 + Bi + \mu^2)};$$

$$\operatorname{ctg} \mu = \frac{1}{Bi} \mu; \quad Bi_i = \frac{\alpha R_i}{\lambda} \quad (i = 1, 2, 3).$$

Цилиндр радиусом R и длиной $2l$ с начальной температурой T_0 погружается в среду с температурой T_c . На поверхностях цилиндра реализуются граничные условия третьего рода с постоянным коэффициентом теплоотдачи α .

Температурное поле описывается

$$\frac{T_c - T(r; z; \tau)}{T_c - T_0} = \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{m=1}^{\infty} A_{n,1} A_{m,2} \times$$

$$\times J_0\left(\mu_{n,1} \frac{r}{R}\right) \cos \mu_{m,2} \frac{z}{l} \times$$

$$\times \exp \left[- \left(\frac{\mu_{n,1}^2}{R^2} + \frac{\mu_{m,2}^2}{l^2} \right) \alpha \tau \right], \quad (3.33)$$

$$\text{где } A_{n,1} = \frac{2Bi_1}{J_0(\mu_{n,1}) [\mu_{n,1}^2 + Bi_1^2]};$$

$$A_{m,2} = (-1)^{m+1} \frac{2Bi_2 \sqrt{Bi_2^2 + \mu_{m,2}^2}}{\mu_{m,2} (Bi_2^2 + Bi_2 + \mu_{m,2}^2)},$$

$\mu_{n,1}$; $\mu_{m,2}$ — корни соответствующих характеристических уравнений.

Пример. Определить температуру в середине и на поверхности пластины толщиной $2S = 6$ мм после нагревания в течение 2 мин в среде, температура которой 150°C . Начальная температура пластины 20°C . Теплофизические свойства пластины; $\lambda = 0,245$ Вт/(м·°C), $c = 1,51 \cdot 10^3$ Дж/(кг·

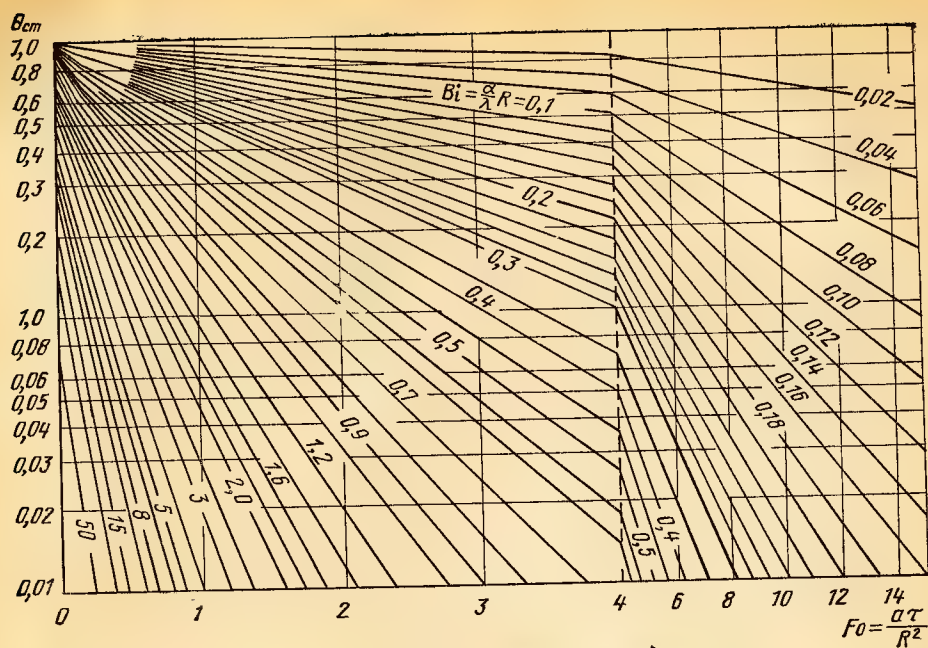


Рис. 3.3. Зависимость безразмерной температуры поверхности цилиндра от Fo

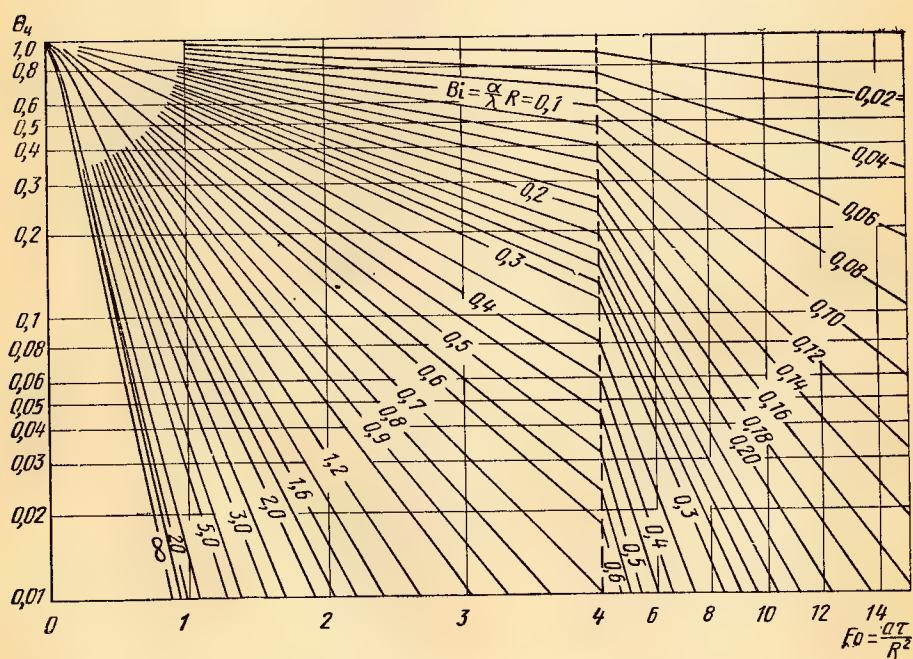


Рис. 3.4. Зависимость безразмерной температуры центра цилиндра от Fo

°C); $\rho = 1100 \text{ кг/м}^3$, $a = 14,7 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$; коэффициент теплоотдачи $\alpha = 33 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$.
Число Фурье

$$Fo = \frac{\alpha \tau}{S^2} = \frac{14,7 \cdot 10^{-8} \cdot 2 \cdot 60}{9 \cdot 10^{-6}} = 1,96.$$

Критерий Bi

$$Bi = \frac{\alpha S}{\lambda} = \frac{33 \cdot 0,003}{0,245} = 0,4.$$

Так как $Fo = 1,96$, т. е. больше единицы, то можно ограничиться одним членом ряда в решении (3.28), т. е.

$$\theta = \frac{T(x; \tau) - T_0}{T_c - T_0} = 1 - A_1 \cos \mu_1 \times \\ \times \frac{x}{S} \exp(-\mu_1^2 Fo),$$

$$\text{где } A_1 = \frac{2 \sin \mu_1}{\mu_1 + \sin \mu_1 \cos \mu_1}.$$

Величину μ_1 находим из таблиц:

$$\mu_1 = 0,593; \quad A_1 = 1,0581.$$

Таким образом, имеем

$$\theta_{\text{ц}} = 1 - 1,058 \cos 0,593e^{-0,3516 \cdot 1,96} = 0,560.$$

Величину $\theta_{\text{ц}}$ можно также найти по графику (см. рис. 3.1).

Относительная температура в середине пластины:

$$\theta_{\text{ц}} = 1 - 1,058e^{(-0,3516 \cdot 1,96)} = \\ = 1 - 0,529 = 0,471.$$

Величину $\theta_{\text{ц}}$ можно найти также по графику (см. рис. 3.2). Таким образом, имеем:

$$T_{\text{ц}} = 293 + 130\theta_{\text{ц}} = 365,8\text{К}; \quad T_{\text{ц}} = 293 + \\ + 130 \theta_{\text{ц}} = 354,2\text{К}.$$

2. Конвективный теплообмен

Основные режимы течения жидкости

Существуют два режима течения жидкости [4]: а) ламинарное течение, при котором частицы жидкости следуют по плавным и устойчивым траекториям, а возникающие случайные возмущения течения, не развиваясь, самопроизвольно затухают; б) турбулентное течение, при котором частицы жидкости движутся по случайным траекториям.

Переход от одного режима течения к другому происходит при некотором критическом значении критерия Рейнольдса $Re_{\text{кр}}$.

При $Re < Re_{\text{кр}}$ — ламинарное течение, а при $Re > Re_{\text{кр}}$ — турбулентное течение. Для прямых труб квадратного и прямоугольного сечения экспериментальные величины $Re_{\text{кр}}$ близки к таковым для круглых труб.

Большое влияние на $Re_{\text{кр}}$ оказывает форма входа в трубу. Для трубы с острыми входными краями $Re_{\text{кр}} = 2800$; при плавном входе в трубу можно увеличить $Re_{\text{кр}}$ до $4 \cdot 10^4$, а при необточенных краях трубы $Re_{\text{кр}} = 2300$. Шероховатость стенок не влияет на величину $Re_{\text{кр}}$ [1].

Теплоотдача в трубах и каналах при установившемся течении несжимаемой жидкости

Теплообмен описывается уравнениями движения, неразрывности и энергии. Коэффициент теплоотдачи связан с температурным полем в жидкости уравнением

$$\alpha(\bar{T} - T_{\text{ст}}) = \lambda \partial T / \partial r, \quad (3.34)$$

где $\bar{T}$ — средняя температура; $T_{\text{ст}}$ — температура стенки.

Эти уравнения приводят к критериальной зависимости

$$Nu = f(Pr; Re; l_1/l_0), \quad (3.35)$$

где $l_0 = D$; $l_1 = L$; $Nu = \frac{\alpha D}{\lambda}$;

$$Re = \frac{\bar{W} D}{\nu}; \quad Pr = \frac{\nu}{a};$$

D — диаметр трубы; L — длина трубы; $\bar{W}$ — среднерасходная скорость жидкости.

В случае безградиентного течения ($\text{grad } p = 0$) при постоянной температуре стенки канала уравнения движения и теплообмена сводятся формально тождественными относительно $\bar{W}$ и T при условии, что $\nu = a$ или $Pr = 1$, т. е. поля температур и скоростей подобны, а теплоотдача и трение связаны зависимостью

$$Nu = \frac{C_f}{2} Re, \quad (3.36)$$

где C_f — коэффициент сопротивления.

Теплоотдача при ламинарном течении. С точностью, достаточной для практических расчетов, решения задачи теплообмена при ламинарном течении аппроксимируются простыми формулами. В табл. 3.1 и 3.2 приведены формулы для расчета теплоотдачи в каналах с различной формой сечения и при различных законах изменения температур стенок.

Теплоотдача при турбулентном течении в прямой круглой трубе при $Pr \geq 1$.

При величинах $0,6 < Pr < 100$ для практических расчетов следует пользоваться формулой

$$Nu = 0,023 Pr^{0,4} Re^{0,8}. \quad (3.37)$$

Для неизотермического течения газов

$$\text{при } 0,5 < \frac{T_{\text{ст}}}{T_0} < 1,0$$

$$Nu = 0,023 Pr^{0,4} Re^{0,8} \left(1,27 - 0,27 \frac{T_{\text{ст}}}{T_0} \right); \quad (3.38)$$

$$\text{при } 1,0 < \frac{T_{\text{ст}}}{T_0} < 3,5$$

$$Nu = 0,023 Pr^{0,4} Re^{0,8} \left(\frac{T_{\text{ст}}}{T_0} \right)^{-0,55}. \quad (3.39)$$

Здесь $T_{\text{ст}}$ и T_0 — средние температуры стенок трубы и потока газа в трубе.

ТАБЛИЦА 3.1

**ФОРМУЛЫ ДЛЯ РАСЧЕТА ТЕПЛОТДАЧИ
ПРИ ЛАМИНАРНОМ ТЕЧЕНИИ В КАНАЛАХ С РАЗЛИЧНОЙ ФОРМОЙ СЕЧЕНИЯ**

Профиль канала	Эквивалентный диаметр $D_э$	Область чисел $Pe \cdot D_э / L$	Nu
Круглая труба диаметром D	D	>12 <12	$1,61 \left(Pe \frac{D}{L} \right)^{1/3}$ $3,66$
Плоская щель шириной δ	2δ	>70 <70	$1,85 \left(Pe \frac{D_э}{L} \right)^{1/3}$ $7,5$
Равносторонний треугольник	$0,58h$	>7 <7	$1,50 \left(Pe \frac{D_э}{L} \right)^{1/3}$ $2,7$

ТАБЛИЦА 3.2

**ЗНАЧЕНИЕ ЧИСЛА Nu ПРИ ЛАМИНАРНОМ ТЕЧЕНИИ
В ОБЛАСТИ СТАБИЛИЗИРОВАННОЙ ТЕПЛОТДАЧИ**

Профиль канала	Закон изменения температуры стенки	Nu
Круглая труба D	Постоянная	3,66
Плоская щель, обогреваемая с обеих сторон ($D_э=2\delta$)	Изменяется линейно	4,36
То же, с одной стороны ($D_э=2\delta$)	Постоянная	7,5
	Изменяется линейно	8,24
Равносторонний треугольник ($D_э=0,58h$)	Постоянная	4,86
	Изменяется линейно	5,40
	Постоянная	3,1

Для капельных неметаллических жидкостей $Pr < 100$ при нагревании ($T_{ст} > T_0$).

$$Nu = 0,023 Pr^{0,4} Re^{0,8} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,06}; \quad (3.40)$$

при охлаждении ($T_{ст} < T_0$)

$$Nu = 0,023 Pr^{0,4} Re^{0,8} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}. \quad (3.41)$$

Величины Pr , Re , Nu относятся к средней температуре жидкости, а $Pr_{ст}$ — к температуре стенки.

Теплоотдача при турбулентном течении в некруглых каналах. С точностью до 10% можно рассчитывать теплоотдачу в некруглых каналах при $Pr > 0$ и $Re > 7000$ по формулам (3.37) — (3.41), подставляя в них величины гидравлического эквивалентного диаметра $D_{экв} = 4F/L$, где F — площадь поперечного сечения канала; L — его периметр.

Теплоотдача в кольцевой щели описывается формулой

$$Nu = 0,015 Pr^{0,4} Re^{0,8} \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^{0,25}. \quad (3.42)$$

Здесь в величины Nu и Re в качестве определяющего размера вводится величина разности диаметров ($D_2 - D_1$).

Теплоотдача в трубах при $Pr \ll 1$ (жидкие металлы). Жидкие металлы отличаются от газов и жидкостей тем, что их коэффициент температуропроводности намного больше коэффициента кинематической вязкости, т. е. $Pr \ll 1$. Процесс молекулярного переноса играет существенную роль и в турбулентном пограничном слое. При $Pr = 0$ и в стабилизированной области течения теоретическое решение приводит к формуле

$$Nu_{\min} = 6,8 \text{ при постоянном } (3.43) \text{ тепловом потоке}$$

и

$$Nu_{\min} = 5,2 \text{ при } T_{ст} = \text{const.} \quad (3.44)$$

Для вычисления теплоотдачи к жидким металлам, не подвергающимся специальной систематической очистке, можно пользоваться формулой

$$Nu \approx 3,4 + 0,014 Pe^{0,8} \quad (3.45)$$

при $L/D > 30$.

Теплоотдача при внешнем обтекании тел несжимаемой жидкостью

Теплоотдача пластины при ламинарном течении. При постоянных физических характеристиках и постоянной температуре поверхности пластины для сред с $Pr \geq 0,5$ величины толщины пограничного слоя δ_x , коэффициента сопротивления C_f и коэффициента теплоотдачи α_x выражаются зависимостями [5, 7]:

$$\delta_x = \frac{5,83}{\sqrt{Re_x}}; \quad C_f = \frac{0,664}{\sqrt{Re_x}}; \\ \alpha_x = 0,33\lambda Pr^{1/3} \left(\frac{w_0}{\nu x}\right)^{1/2}, \quad (3.46)$$

где $Re_x = w_0 x / \nu$; x — расстояние от передней кромки пластины до рассчитываемого сечения.

Средние величины сопротивления и теплоотдачи на участке длиной L выражаются зависимостями:

$$\bar{C}_f = 1,34 \left(\frac{w_0 L}{\nu}\right)^{-1/2}; \quad (3.47)$$

$$\bar{Nu} = 0,664 Pr^{1/3} Re^{1/2}, \quad (3.48)$$

где $\bar{Nu} = \bar{\alpha} L / \lambda$; $Re = w_0 L / \nu$; $\bar{\alpha}$ — средний коэффициент теплоотдачи.

Для сред с $Pr \leq 1$

$$\bar{Nu} = 1,1 \sqrt{(1 - Pr^{1/3}) Pe}, \quad (3.49)$$

где $Pe = w_0 L / a$.

Теплоотдача пластины при турбулентном течении. Для сред с $0,5 < Pr < 50$ средняя теплоотдача на участке длиной L выражается зависимостью

$$\bar{Nu} = 0,036 Pr^{0,4} Re^{0,8}. \quad (3.50)$$

Величина среднего сопротивления

$$\bar{C}_f \approx 0,072 \left(\frac{w_0 L}{\nu}\right)^{-0,2}. \quad (3.51)$$

Для сред с $Pr \leq 1$ [1]

$$\bar{Nu} \approx 0,59 Pe^{0,61}. \quad (3.52)$$

Теплоотдача при обтекании шара. Для шара существует предельное, наименьшее возможное значение числа Нуссельта $Nu_{min} = 2$. Имеющиеся экспериментальные данные о теплоотдаче при вынужденном обтекании шаров обобщаются зависимостью

$$Nu = 2 + 0,03 Pr^{0,33} Re^{0,54} + \\ + 0,35 Pr^{0,36} Re^{0,58}. \quad (3.53)$$

Физические свойства отнесены к средней температуре потока.

Теплоотдача при нестационарном обтекании сферических частиц. Экспериментальные данные [10] в области $50 < Re < 3200$ описываются зависимостью

$$\frac{\alpha_n}{\alpha} = 1 + \frac{5,6 Pr^{1/3}}{\frac{w_0}{\alpha} \tau D^{-1}}, \quad (3.54)$$

где D — диаметр частицы; τ — время; α —

коэффициент теплоотдачи, вычисляемый по формуле (3.53).

Теплоотдача при поперечном обтекании цилиндра. Расчет средней теплоотдачи цилиндра, обтекаемого поперечным потоком жидкости или газа, производится по формуле

$$\bar{Nu} = (0,43 + C Re^m Pr^{0,38}) \epsilon. \quad (3.55)$$

Значения C и m в зависимости от Re , а также величина ϵ в формуле (3.55) как поправочный множитель на степень турбулентности набегающего потока приведены ниже:

Re . . .	$1-4 \cdot 10^3$	$4 \cdot 10^3-4 \cdot 10^4$	$4 \cdot 10^4-4 \cdot 10^5$
C . . .	0,55	0,20	0,027
m . . .	0,50	0,62	0,80

ϵ

Свободная струя на выходе из сопла, поток в разомкнутой трубе с плавным входом	1,00
Поток в разомкнутой трубе с успокоительной решеткой	1,08
Поток в трубе после вентилятора и успокоительной решетки	1,18
Поток в трубе после вентилятора (без успокоительной решетки)	1,50
Поток в разомкнутой трубе с турбулизирующей решеткой, отстоящей на $0,5d$ от цилиндра диаметром d	1,60

При обтекании цилиндра под углом $\varphi < 90^\circ$ коэффициент теплоотдачи по формуле (3.55) необходимо умножить на множитель ϵ_φ , который находится из графика (рис. 3.5).

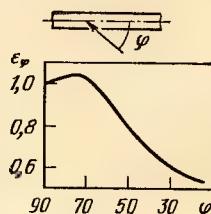


Рис. 3.5. Зависимость теплоотдачи цилиндра от угла атаки φ

Теплоотдача при поперечном обтекании пачек труб и призматических стержней. Расчет коэффициента теплоотдачи для пачек труб ведется так же, как и для одиночной трубы, по формуле (3.55). В качестве расчетной скорости w_0 принимается скорость в узком сечении пучка, а коэффициенты C и m выбираются в зависимости от конфигурации и числа рядов труб в нем.

При коридорном расположении гладких труб при $Re > 6 \cdot 10^3$

$$\alpha = 0,2 c_2 \frac{\lambda Pr^{0,35}}{D^{0,36}} \left(\frac{w_0}{\nu}\right)^{0,64}; \quad (3.56)$$

при шахматном расположении гладких труб и $\frac{S_1 - D}{S - D} \geq 0,7$

$$\alpha = 0,334c_z \frac{\lambda Pr^{0,35}}{D^{0,4}} \left(\frac{S_1 - D}{S - D} \right)^{0,23} \times \left(\frac{w_0}{v} \right)^{0,6} \quad (3.57)$$

при шахматном расположении гладких труб и $\frac{S_1 - D}{S - D} < 0,7$

$$\alpha_{пр} = 0,423 \frac{\lambda}{D^{0,45}} Pr^{0,35} \left(\frac{S_1}{D} \right)^{0,28} \left(\frac{S_2}{D} \right)^{-0,33} \left(\frac{h_{пл}}{D} \right)^{-0,35} \left(\frac{\delta_{пл}}{D} \right)^{0,18} \left(\frac{w_0}{v} \right)^{0,57} \quad (3.61)$$

$$\alpha = 0,305c_z \frac{\lambda Pr^{0,35}}{D^{0,4}} \left(\frac{w_0}{v} \right)^{0,6} \quad (3.58)$$

В этих формулах: D — диаметр трубы; c_z — поправка на число рядов в продольном направлении; S_1 — продольный шаг труб; S_2 — поперечный шаг труб; $S = \sqrt{0,25S_1^2 + S_2^2}$ — диагональный шаг труб.

Верхний предел применимости формул

$$\alpha_k = 0,117 \frac{\lambda}{S_p^{0,28}} Pr^{0,35} \left(\frac{D}{S_p} \right)^{-0,54} \left(\frac{h_p}{S_p} \right)^{-0,14} \left(\frac{w_0}{v} \right)^{0,72} \quad (3.62)$$

(3.55), (3.56) для пучков с большими шагами соответствует $Re = (35 \div 40) \cdot 10^4$, а для

где S_1, S_2 — поперечный и продольный шаги труб; $h_{пл}, \delta_{пл}$ — высота и толщина плавника.

Для случая нагрева величин $\alpha_{пр}$ в формуле (3.61) умножаются на 1,25. Формула (3.61) применима при $S_1/D = 1,5 \div 2,5$; $S_2/D = 1,2 \div 2,5$; $h_{пл}/D = 0,79 \div 1,2$; $\delta_{пл}/D = 0,12 \div 0,16$.

Коэффициенты теплоотдачи конвекцией для ребристых труб рассчитываются по формулам [1] для коридорного пучка труб с круглыми ребрами:

$$\alpha_k = 0,251 \frac{\lambda}{S_p^{0,35}} Pr^{0,35} \left(\frac{D}{S_p} \right)^{-0,54} \left(\frac{h_p}{S_p} \right)^{-0,14} \left(\frac{w_0}{v} \right)^{0,65} \quad (3.63)$$

пучков с меньшими шагами $Re = 12 \cdot 10^4$. Величина поправочного коэффициента c_z берется по графикам (рис. 3.6 и 3.7), где дается и номограмма для коэффициента теплоотдачи.

Для расчета теплоотдачи газа глубинным рядом шахматных и коридорных пучков при $Re = 10^5 \div 10^6$ можно пользоваться формулой

$$\overline{Nu} = c \overline{Re}^{0,84} Pr^{0,36} \quad (3.59)$$

где $c = 0,021$ для шахматных и $c = 0,02$ — для коридорных пучков.

Уравнение (3.59) справедливо для шахматных пучков при $S_2/D = (1,2 \div 2,5)$ и $S_1/D = 0,9 \div 1,5$. Для коридорных пучков $S_2/D = 1,3 \div 2,5$ и $S_1/D = 1,3 \div 2,3$.

Средний для всего пучка коэффициент теплоотдачи $\bar{\alpha}$ определяется по уравнению (все трубы в пучке одинаковы)

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{z} \sum_{i=1}^z \bar{\alpha}_i \quad (3.60)$$

где $\bar{\alpha}_i$ — коэффициент теплоотдачи в i -том ряду труб; z — число рядов в пучке.

Более подробные сведения о теплоотдаче в пучках труб см. в работе [12].

Для расчета теплоотдачи в пучках плав-

никовых и ребристых труб применяются приведенные коэффициенты теплоотдачи, учитывающие совместный эффект конвективного теплообмена и передачи тепла теплопроводностью через металл ребер. Приведенные коэффициенты теплоотдачи относятся к полной поверхности нагрева ребристых труб. Приведенный коэффициент теплоотдачи для шахматных пучков плавниковых труб при охлаждении потока вычисляется по формуле [1]

для шахматного пучка труб с круглыми ребрами

где D — диаметр трубы (наружный); h_p — высота ребра; S_p — шаг ребер.

Теплоотдача при свободном движении жидкости

Расчет средней теплоотдачи вертикальных пластин и вертикальных и горизонтальных труб при свободной конвекции в большом объеме при $Pr > 0,7$ производится по формуле

$$Nu = C (Gr Pr)^n \quad (3.64)$$

Величины C и n для различных случаев приводятся в табл. 3.3.

Величина критерия Грасгофа в формуле (3.64) выражается как

$$Gr = g \beta \Delta T l_0^3 / \nu^2,$$

где $\Delta T = \bar{T}_c - \bar{T}$; T_c — средняя температура стенки; $\bar{T}$ — температура жидкости вдали от стенки; теплофизические свойства берутся при средней температуре, равной $1/2(\bar{T}_c + \bar{T})$; для горизонтальных труб $l_0 = D$ (D — диаметр трубы); $l_0 = h$ (h — высота для вертикальных пластин и труб).

Расчет теплоотдачи вертикальных пластин и вертикальных труб при $Gr \cdot Pr > 10^9$ производится отдельно для нижнего участка высотой $h_{х1}$, занятого ламинарным сло-

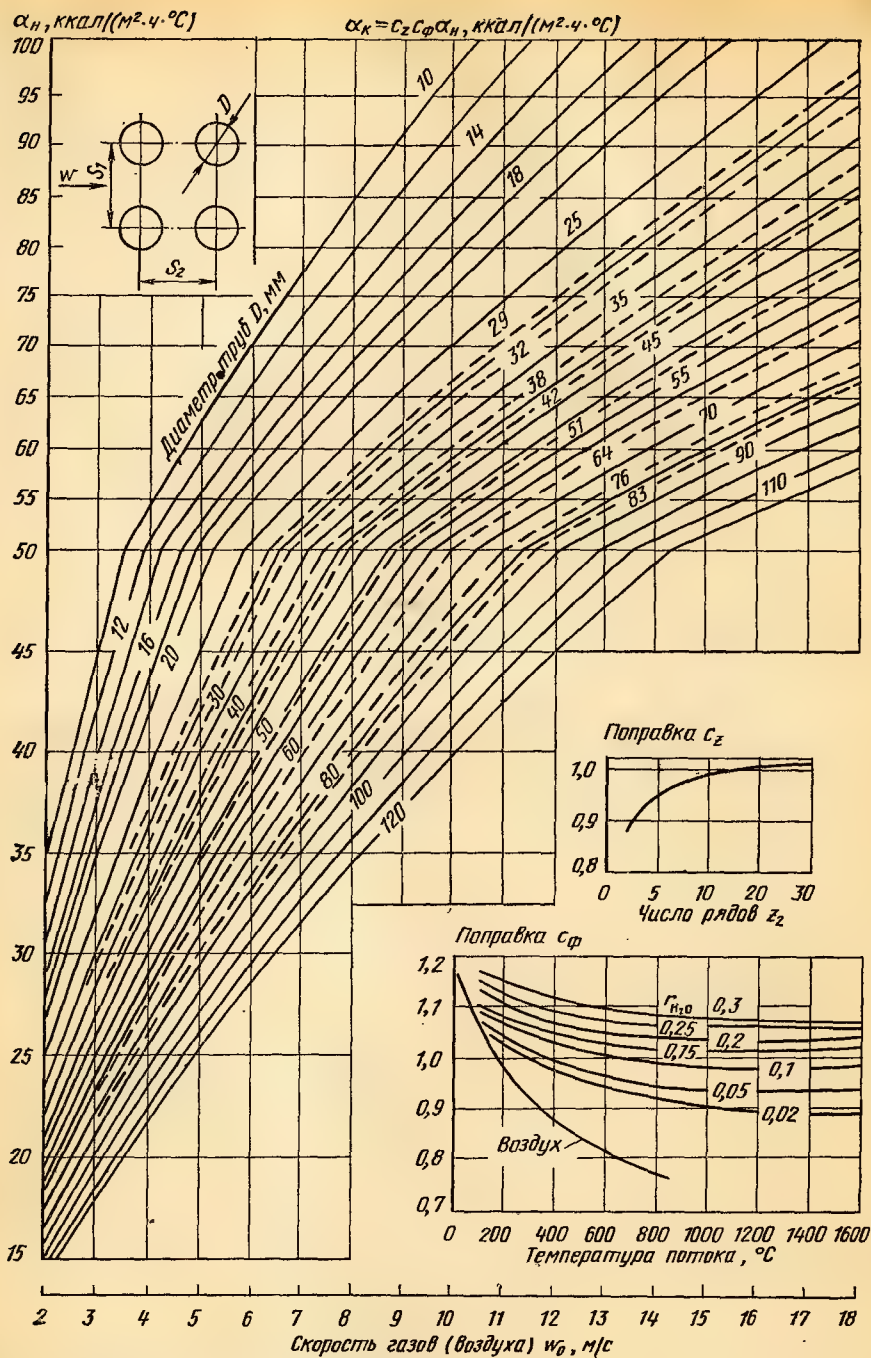


Рис. 3.6. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном обтекании коридорных гладкотрубных пучков воздухом и дымовыми газами

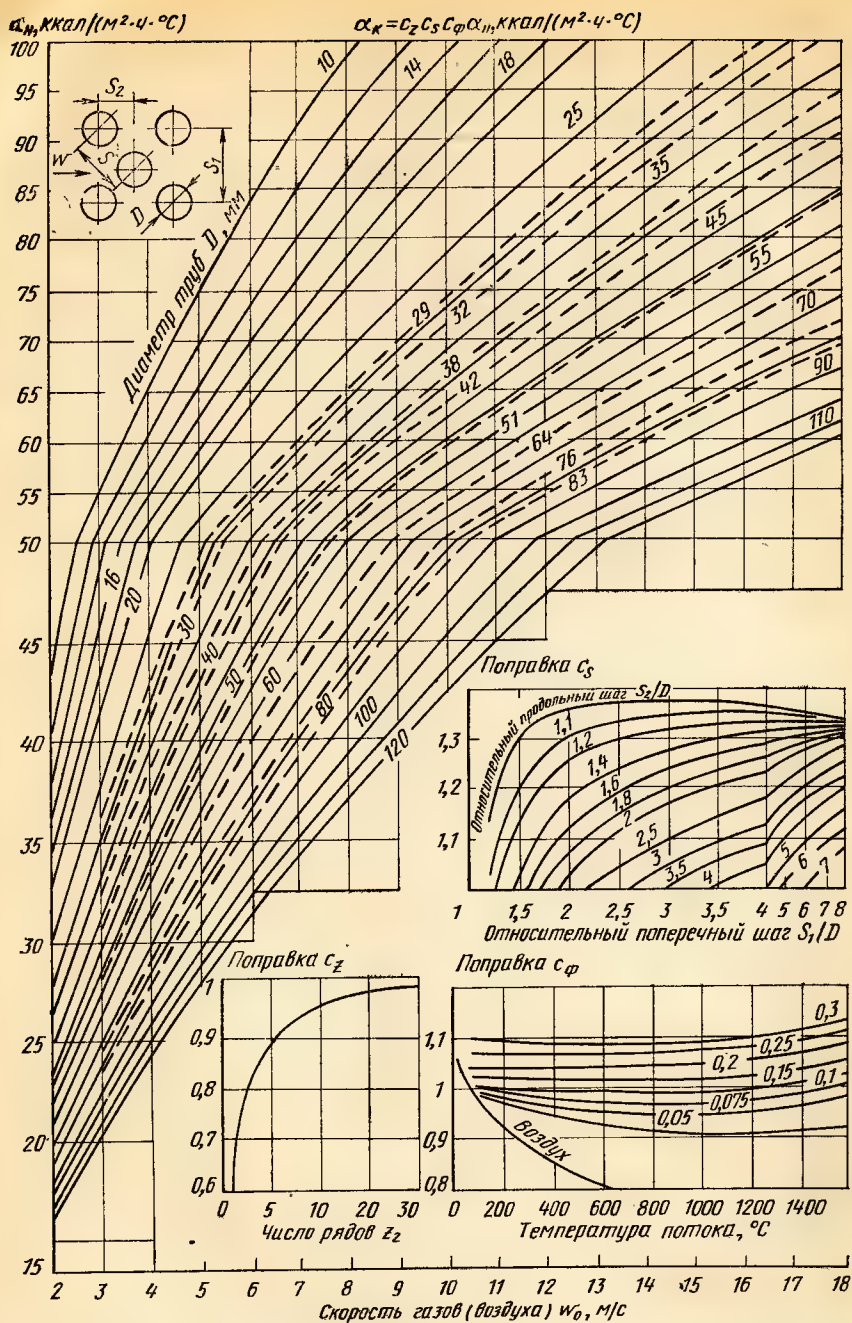


Рис. 3.7. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном обтекании шахматных гладкотрубных пучков воздухом и дымовыми газами

ем, и для верхнего высотой h_{x2} , занятого турбулентным слоем. Значение h_{x2} находится из условия $\frac{g\beta\Delta T h_{x2}^3}{\nu} Pr = 10^9$.

Среднее по высоте значение коэффициента теплоотдачи

$$\bar{\alpha} = \bar{\alpha}_n \frac{h_{x1}}{h} + \bar{\alpha}_t \left(1 - \frac{h_{x2}}{h}\right), \quad (3.65)$$

где $\bar{\alpha}_n$ и $\bar{\alpha}_t$ — величины $\bar{\alpha}$ на нижнем и верхнем участках соответственно.

$$\bar{\alpha} = 876 \frac{(10 p_{кр})^{1/3}}{T_{кр}^{5/6} M^{1/6}} \left(\frac{p}{p_{кр}}\right)^{0,1} \left[1 + 4,64 \left(\frac{p}{p_{кр}}\right)^{1,16}\right] q^{2/3}, \quad (3.66)$$

ТАБЛИЦА 3.3

ЗНАЧЕНИЯ ПОСТОЯННЫХ В УРАВНЕНИИ ДЛЯ ТЕПЛООТДАЧИ ПРИ СВОБОДНОЙ КОНВЕКЦИИ

Условия теплоотдачи	C	n
Вертикальные пластины и вертикальные трубы $10^3 \leq Gr \cdot Pr \leq 10^5$ (ламинарный режим):		
$Pr = 0,1$	0,389	0,25
$Pr = 1,0$	0,535	0,25
$Pr = 10$	0,616	0,25
$Pr = 100$	0,655	0,25
$10^9 \leq Gr \cdot Pr \leq 10^{13}$ (турбулентный режим)	0,15	1,3
Горизонтальные трубы		
$10^{-3} \leq Gr \cdot Pr \leq 10^3$	1,18	0,125
$10^3 \leq Gr \cdot Pr \leq 10^8$	0,5	0,25

Конвективный теплообмен при кипении жидкости

Различают следующие режимы кипения жидкости: пузырьковый, пленочный и переходный. Если тепловая нагрузка q на поверхности нагрева или разность температур

$$\Delta T = (T_{ст} - T_n),$$

где $T_{ст}$ — температура поверхности (стенки); T_n — температура насыщения при данном давлении, меньше некоторых значений, называемых критическими $q_{кр}$ и $\Delta T_{кр}$, то кипение будет пузырьковым. В этом режиме коэффициент теплоотдачи увеличивается с ростом ΔT , достигая максимального значения при $\Delta T = \Delta T_{кр}$ ($q = q_{кр}$).

При дальнейшем увеличении тепловой нагрузки пузырьковый режим переходит в пленочный, и постепенно уменьшается коэффициент теплоотдачи (переходный режим). В области развитого пленочного кипения коэффициент теплоотдачи почти не зависит от нагрузки.

Если температура стенки устанавливается независимо от процесса кипения, то при

переходе через критическую точку уменьшаются α и q . Если q устанавливается независимо от процесса, то при переходе через критическую точку резко возрастает температура стенки. В первом случае имеет место уменьшение производительности аппарата, а во втором — перегрев стенки.

В области развитого пузырькового режима кипения неметаллических жидкостей, смачивающих стенку, при свободной конвекции в объеме средний коэффициент теплоотдачи (с погрешностью, не превышающей $\pm 30\%$) можно определить по формуле

где $\bar{\alpha}$ — средний коэффициент теплоотдачи; p и $p_{кр}$ — давление и критическое давление; $T_{кр}$ — критическая температура; M — молекулярная масса; q — плотность теплового потока на стенке.

Формула (3.66) справедлива при $p/p_{кр} < 0,9$.

При пузырьковом кипении воды в условиях свободной конвекции в большом объеме коэффициент теплоотдачи можно рассчитывать по формулам:

при $0,01 \leq p \leq 0,3$ кгс/мм²

$$\bar{\alpha} = 3,8 (10 p)^{1/5} q^{2/3}; \quad (3.67)$$

при $0,30 \leq p \leq 2,0$ кгс/мм²

$$\bar{\alpha} = 0,6 (10 p)^{3/4} q^{2/3}. \quad (3.68)$$

При кипении щелочных металлов (Na, K, Cs) на горизонтальной поверхности коэффициент теплоотдачи выражается зависимостью

$$\bar{\alpha} = c q^{2/3} \left(\frac{\lambda p r}{\sigma T_n^2}\right)^{1/3} \left(\frac{p}{p_{кп}}\right)^n, \quad (3.69)$$

где $c = 1,06$ и $n = 0,45$ при $p/p_{кр} = 4 \cdot 10^{-5} \div 10^{-3}$; $c = 0,13$ и $n = 0,15$ при $p/p_{кр} = 10^{-3} \div 2 \cdot 10^{-2}$; T_n — температура насыщения при давлении p ; σ — поверхностное натяжение.

В случае вынужденного движения кипящей жидкости в трубах режимами течения являются пузырьковый и дисперсно-кольцевой.

Средний коэффициент теплоотдачи при кипении воды, недогретой до температуры насыщения, в условиях движения по трубам и кольцевым каналам можно рассчитывать по формулам¹:

$$\text{при } \bar{\alpha}_{б.о}/\bar{\alpha}_{о.к} = 0,5 \quad \bar{\alpha} = \alpha_{о.к}; \quad (3.70)$$

$$0,5 < \frac{\bar{\alpha}_{б.о}}{\bar{\alpha}_{о.к}} < 3$$

$$\bar{\alpha}/\bar{\alpha}_{о.к} = \sqrt{1 + \left(0,9 \frac{\bar{\alpha}_{б.о}}{\bar{\alpha}_{о.к}}\right)^2}; \quad (3.71)$$

¹ Шпецов Р. С. Экспериментальное исследование теплообмена при кипении воды в каналах. Автореферат канд. дис. М., 1967. 172 с.

при $\bar{\alpha}_{б,о}/\bar{\alpha}_{о,к} \geq 3$

$$\bar{\alpha} = 0,9 \bar{\alpha}_{б,о} \quad (3.72)$$

где $\bar{\alpha}_{б,о}$ — коэффициент теплоотдачи, рассчитанный по формулам (3.66) или (3.67) и (3.68), т. е. в предположении, что теплоотдача определяется теми же зависимостями, что и при кипении в большом объеме; $\bar{\alpha}_{о,к}$ — коэффициент теплоотдачи, рассчитанный по уравнениям для турбулентного движения жидкости без кипения.

Уравнения (3.70) — (3.72) позволяют провести расчеты без учета паросодержания потока при $0,02 < p < 2,0$ кгс/мм². Влияние паросодержания можно учесть по формуле

$$\frac{\bar{\alpha}}{\bar{\alpha}_n} = \sqrt{1 + 7 \cdot 10^{-9} \left(\frac{\rho \bar{w}_p r}{q} \right) \left(\frac{\bar{\alpha}_{кип}}{\bar{\alpha}_n} \right)^2}, \quad (3.73)$$

где $\bar{\alpha}_n$ — коэффициент теплоотдачи, определяемый формулой (3.71), в которой он обозначен α ; $\bar{\alpha}_{кип} = (0,7 \div 1) \bar{\alpha}_{б,о}$; $\bar{w}_p = w_0 [x + \{\rho''(1-x)/\rho\}]$; x — расходное массовое паросодержание; w_0 — скорость движения; r — скрытая теплота парообразования.

Теплоотдача при конденсации пара

При температуре ниже температуры насыщения на поверхности теплообмена происходит конденсация пара. Если конденсат смачивает поверхность, то конденсация пленочная, а если не смачивает, то капельная.

Коэффициент теплоотдачи при конденсации пара на вертикальных трубах и стенках:

при $Z < 2300$ (ламинарное течение пленки)

$$\bar{\alpha} = 0,95 \frac{r \rho v}{\Delta T h} Z^{0,78} \epsilon_t; \quad (3.74)$$

при $Z > 2300$ (течение пленки ламинарное сверху и турбулентное внизу)

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{4} \frac{r \rho v}{\Delta T h} \left[253 + 0,069 Pr^{0,5} (Z - 2300) \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \right]^{4/3}, \quad (3.75)$$

$$\text{где } Z = \left(\frac{q}{v^2} \right)^{1/3} \frac{\lambda \Delta T h}{r \rho v}; \quad \Delta T = T_n - T_{ст};$$

h — высота стенки; T_n — температура насыщения; $T_{ст}$ — средняя температура стенки; λ — теплопроводность конденсата.

При конденсации пара на горизонтальных трубах (ламинарное течение)

$$\bar{\alpha} = 0,725 \left(\frac{g \lambda^3 \rho r}{v \Delta T D} \right)^{1/4} \epsilon_t, \quad (3.76)$$

где $\epsilon_t = \left(\frac{\lambda_{ст}^3}{\lambda^3} \frac{\mu}{\mu_{ст}} \right)^{1/8}$ — поправочный ко-

эффициент, учитывающий зависимость теплофизических свойств от температуры; Pr , μ , v , λ — физические константы конденсата при $T = T_n$; $Pr_{ст}$, $\mu_{ст}$, $v_{ст}$, $\lambda_{ст}$ — то же, при температуре стенки.

При конденсации на пучках труб, обтекаемых паром, коэффициент теплоотдачи для первого ряда (обтекание сверху вниз) вычисляется по формуле

$$\frac{\bar{\alpha}}{\bar{\alpha}_n} = 25,7 \left(\frac{\rho'' \bar{w}''^2}{g D \rho} \right)^{0,08} \left(\frac{\bar{\alpha}_n D}{\lambda} \right)^{-0,5}, \quad (3.77)$$

где $\bar{\alpha}_n$ — средний коэффициент теплоотдачи для неподвижного пара, вычисляемый по формуле (3.75); $\bar{w}''$ — скорость пара в узком сечении горизонтального ряда труб; ρ'' и ρ — плотность ρ пара и конденсата при T_n ; λ — коэффициент теплопроводности конденсата при T_n .

Средний коэффициент теплоотдачи для всего пучка горизонтальных труб, имеющих одинаковое сечение по высоте, при движении пара сверху вниз можно определить по приближенной формуле [14]

$$\frac{\bar{\alpha}}{\bar{\alpha}_n} = \frac{\bar{\alpha}_1}{\bar{\alpha}_n} \frac{0,84 G^*}{[1 - (1 - G^*)^{0,84}] n^{0,07}}, \quad (3.78)$$

где $\bar{\alpha}_1/\bar{\alpha}_n$ — относительный коэффициент теплоотдачи для первого ряда, вычисляемый по формуле (3.76); n — число рядов труб по высоте; $G^* = (G_{вх} - G_{вых})/G_{вх}$ — степень конденсации пара; $G_{вх}$ и $G_{вых}$ — массовые расходы пара на входе и выходе из пучка соответственно.

При конденсации перегретого пара коэффициент теплоотдачи вычисляется по тем же формулам, что и для сухого насыщенного пара — (3.77) и (3.78), но вместо скрытой теплоты парообразования в них подставляют величины $[r + c_p(T_p - T_n)]$, где T_p — температура перегретого пара.

При конденсации влажного пара, если его влажность не превышает 10–20 %, для приближенного расчета коэффициентов теплоотдачи можно пользоваться формулами для сухого насыщенного пара. Формулы (3.77) и (3.78) составлены для случая конденсации на чистых гладких поверхностях.

Для окисленных, но не очень загрязненных труб величины коэффициентов теплоотдачи на 15–20 % ниже.

3. Излучение

Основные законы теплового излучения

Основные понятия. Излучение представляет собой электромагнитные волны, испускаемые излучающим телом. Эти волны в однородной изотропной среде или в пустом пространстве распространяются со скоростью света и подчиняются законам преломления, поглощения и отражения.

Излучения различных видов отличаются длиной волны, мкм:

р-лучи	0,00001—0,001
Рентгеновское	0,001—0,02
Ультрафиолетовое . .	0,02—0,4
Видимое	0,4—0,76
Инфракрасное	0,76—400
Радиоволны	≥ 400

Лучистый поток — есть лучистая энергия, проходящая сквозь какую-нибудь поверхность в единицу времени, и измеряется в ваттах или в килокалориях в час [Вт; ккал/ч]. Эту величину называют также мощностью излучения.

Если поток распространяется по всем направлениям внутри полусферического телесного угла, то он называется полусферическим лучистым потоком. Лучистый поток, исходящий с единицы поверхности, называется плотностью (поверхностной) излучения ккал/(м²·ч):

$$E = dQ/dF. \quad (3.79)$$

Лучистый поток внутри телесного угла $d\omega$, проходящий через площадку dF , представляет собой интенсивность излучения в определенном направлении:

$$I_\varphi = d^2 Q / (dF d\omega). \quad (3.80)$$

Интенсивность излучения через площадку, нормальную потоку, называют яркостью излучения. Чтобы ее получить, надо в выражении (3.80) площадку dF заменить ее проекцией на направление, перпендикулярное к потоку, т. е. на $dF \cos \varphi$ (φ — угол между нормалью к dF и направлением потока):

$$B_\varphi = d^2 Q / (dF \cos \varphi d\omega). \quad (3.81)$$

Объемная плотность лучистой энергии U

$$U = \frac{1}{c} \int B d\omega, \quad (3.82)$$

где c — скорость света.

Если величина яркости одинакова по всем направлениям, то

$$U = 4\pi B/c. \quad (3.83)$$

Поглощательная способность поверхности тела

$$a = E_{\text{пог}}/E_{\text{пад}}; \quad (3.84)$$

отражательная способность

$$r = E_{\text{от}}/E_{\text{пад}}; \quad (3.85)$$

пропускательная способность

$$d = E_{\text{пр}}/E_{\text{пад}}; \quad (3.86)$$

в этих формулах $E_{\text{пад}}$, $E_{\text{пог}}$, $E_{\text{от}}$, $E_{\text{пр}}$ — поверхностные плотности падающей, поглощенной, отраженной и пропущенной энергии соответственно.

Из закона сохранения энергии $E_{\text{пад}} = E_{\text{пог}} + E_{\text{от}} + E_{\text{пр}}$ следует, что

$$a + r + d = 1. \quad (3.87)$$

Излучение абсолютно черного тела. Абсолютно черным называется тело, которое

полностью поглощает все падающие на него лучи. Распределение интенсивности излучения в спектре абсолютно черного тела описывается законом Планка:

$$E_{0\lambda} = \frac{c_1 \lambda^{-5}}{\exp\left(\frac{c_2}{\lambda T}\right) - 1}, \quad (3.88)$$

где $E_{0\lambda}$ — спектральная плотность излучения; λ — длина волны; T — температура; $c_1 = 2\pi^5 h^6 c^2 / 15$ — постоянная, равная $3,740 \times 10^{-16}$ Вт·м²; $c_2 = hc/K$ — постоянная, равная $1,4387 \cdot 10^{-2}$ м·°С; h — постоянная Планка; K — постоянная Больцмана.

При высоких температурах или больших длинах волн $\lambda T \gg 1,44 \cdot 10^4$ мкм·°С имеем формулу Рэлея:

$$E_{0\lambda} = \frac{c_1}{c_2 \lambda^4} T. \quad (3.89)$$

При низких температурах или малых длинах волн $\lambda T \leq 1,44 \cdot 10^4$ мкм·°С получаем формулу Вина:

$$E_{0\lambda} = \frac{c_1}{\lambda^5} \exp\left(-\frac{c_2}{\lambda T}\right). \quad (3.90)$$

Закон смещения (Вина) дает величину λ^* , при которой спектральная интенсивность излучения абсолютно черного тела достигает максимального значения при данной температуре:

$$\lambda^* T = 2,9 \cdot 10^{-3} \text{ м} \cdot \text{°С}. \quad (3.91)$$

Полная энергия излучения абсолютно черного тела (B_0 , Вт/м²) определяется в соответствии с законом Стефана — Больцмана:

$$B_0 = \sigma_0 T^4. \quad (3.92)$$

Излучение нечерных тел. Нечерными называются тела, коэффициент поглощения которых $a < 1$. Нечерные тела по характеру спектра излучения можно разделить на серые тела и тела с селективным излучением. Серым называют тело, которое поглощает одну и ту же долю падающего на него излучения во всем диапазоне длин волн, т. е. эти тела обладают сплошным спектром излучения, подобным спектру черного тела. Спектральная и интегральная поглощательные способности серого тела равны: $a_\lambda = a$.

Степенью черноты называется отношение энергии, излучаемой телом, к энергии излучения абсолютно черного тела при одной и той же температуре:

монохроматическое излучение

$$\epsilon_\lambda = E_\lambda / E_{0\lambda}; \quad (3.93)$$

интегральное излучение

$$\epsilon = E / E_0. \quad (3.94)$$

Для серых тел $\epsilon_\lambda = \epsilon$.

Полная энергия полусферического излучения определяется из соотношения

$$E = \epsilon E_0 = \epsilon \sigma_0 T^4. \quad (3.95)$$

Виды лучистых потоков:

собственное излучение $E_e = \epsilon E_0$;

эффективное излучение $E_{эф} = E_c + E_{от}$;
 результирующее излучение $E_p = E_{пог} - E_c$
 (или для нелучепрозрачных сред $E_p = E_{пад} - E_{эф}$).

Радиационные свойства тел

Для чистых металлов с совершенно гладкой поверхностью величины отражательной способности могут быть определены теоретически с помощью теории Максвелла. Теоретический вид зависимости был дан Друде и Планком. Для нормального направления к поверхности получено

$$A_\lambda = 1 - R_\lambda = 0,365 \left(\frac{\rho_a}{\lambda} \right)^{1/2} - 0,067 \left(\frac{\rho_a}{\lambda} \right) + 0,0091 \left(\frac{\rho_a}{\lambda} \right)^{3/2}, \quad (3.96)$$

где R_λ — отражательная способность; ρ_a — удельное сопротивление, Ом·мм²/м; λ — длина волны, мкм.

Радиационные свойства тел в большой степени зависят от состояния их поверхности, степени и характера шероховатости.

В табл. 3.4 приведены интегральные степени черноты некоторых материалов.

На рис. 3.8 даны зависимости степени черноты стали и чугуна в нормальном направлении от температуры. На рис. 3.9—3.11 приводятся различного рода сведения о степенях черноты.

Лучистый теплообмен между поверхностями

Взаимная поверхность излучения двух тел $H_{1,2}$ вычисляется по формуле

$$H_{1,2} = \int_{F_1} dF_1 \int_{F_2} \frac{\cos \varphi_1 \cos \varphi_2}{\pi r^2} dF_2, \quad (3.97)$$

где F_1 и F_2 — участвующие в теплообмене поверхности тел 1 и 2; φ_1 и φ_2 — углы меж-

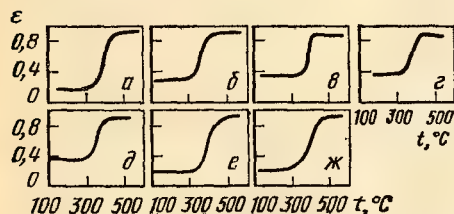


Рис. 3.8. Зависимость степени черноты в нормальном направлении стали и чугуна от температуры: а — полированная литая сталь; б — тонкошлифованная литая сталь; в — грубошлифованная литая сталь; г — обработанная на токарном станке мягкая сталь; д — очищенная мягкая литая сталь; е — полированная твердая литая сталь; ж — полированный чугун

ду нормальными к элементарным площадкам dF_1 , dF_2 и r ; r — расстояние между этими элементарными площадками (рис. 3.12).

Угловым коэффициентом $\varphi_{1,2}$ называют отношение количества энергии, достигающей поверхности F_2 , ко всей энергии излучения F_1 [20]:

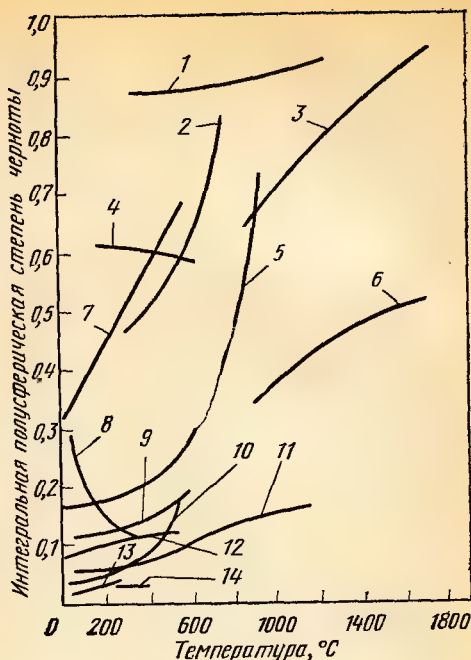


Рис. 3.9. Влияние температуры и окисленности на интегральную полусферическую степень черноты металлов [22]:

1 — нержавеющая сталь, окисленная при 1100 °С; 2 — окисленная медь; 3 — окись бериллия, черный диск; 4 — окисленная латунь; 5 — нержавеющая сталь; 6 — окись бериллия, белый диск; 7 — окисленный никель; 8 — окисленный цинк; 9 — алюминий, окисленный при 600 °С; 10 — медь полированная; 11 — никель полированный; 12 — алюминиевый сплав полированный; 13 — чистый цинк полированный; 14 — латунь полированная

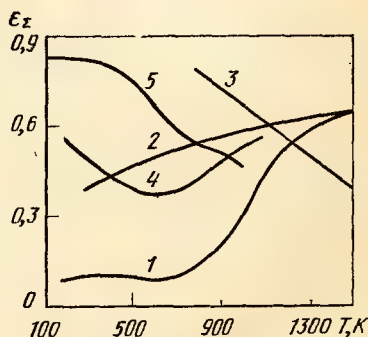


Рис. 3.10. Радиационные характеристики материалов [32]:

1 — сталь X16H15M3Б; 2 — сталь 0X21105А; 3 — шамот; 4 — медь окисленная; 5 — малоуглеродистая сталь с силикатным покрытием

$$\varphi_{1,2} = \frac{H_{1,2}}{F_1} = \frac{Q_{1,2}}{Q_1} = \frac{1}{\pi F_1} \times \int_{F_1} \int_{F_2} \frac{\cos \varphi_1 \cos \varphi_2}{r^2} dF_1 dF_2. \quad (3.98)$$

Свойство первое (свойство взаимности): взаимная поверхность между поверхностями F_1 и F_2 не зависит от того, какая из них

ТАБЛИЦА 3.4

СТЕПЕНЬ ЧЕРНОТЫ ПОЛНОГО ИЗЛУЧЕНИЯ РАЗЛИЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Материал и характер поверхности	Температура, °C	ε
<i>Чистые и окисленные металлы</i>		
Алюминий:		
полированный	225—575	0,039—0,057
шероховатый	26	0,055
окисленный при 600 °C	200—600	0,11—0,19
Покрытая алюминием поверхность при нагреве до 600 °C:		
меди	200—600	0,18—0,19
стали	200—600	0,52—0,57
Вольфрам	230—2230	0,053—0,31
Вольфрамовая нить	3300	0,39
Вольфрамовая нить, бывшая в употреблении	25—3300	0,032—0,35
Железо:		
электролитное, тщательно полированное	175—225	0,052—0,064
сварное, тщательно полированное	40—250	0,28
полированное	425—1020	0,144—0,377
свежеобработанное наждаком	20	0,242
окисленное гладкое	125—525	0,78—0,82
литое необработанное	925—1125	0,87—0,95
Стальное литье полированное	770—1040	0,52—0,56
Сталь:		
листовая шлифованная	940—1110	0,52—0,61
окисленная при 600 °C	200—600	0,79—0,69
листовая с плотным блестящим слоем окиси	25	0,82
окисленная шероховатая	40—370	0,91—0,97
мягкая расплавленная	1600—1800	0,28
Чугун:		
полированный	200	0,21
обточенный	830—990	0,60—0,70
окисленный при 600 °C	200—600	0,64—0,78
шероховатый, сильно окисленный	40—250	0,95
расплавленный	1300—1400	0,29
Золото, тщательно полированное	225—625	0,018—0,035
Латунь:		
тщательно полированная	225—625	0,018—0,035
прокатанная, с естественной поверхностью	22	0,06
прокатанная, тертая грубым наждаком	22	0,20
тусклая	50—350	0,22
окисленная при нагреве до 600 °C	200—600	0,61—0,59
Медь:		
тщательно полированная электролитная	80	0,018
полированная	115	0,023
шабренная до блеска, но не зеркальная	22	0,072
окисленная при нагреве до 600 °C	200—600	0,57—0,55
продолжительно нагревавшаяся, покрытая толстым слоем окиси	25	0,78
расплавленная	1075—1275	0,11—0,13
Молибденовая нить	725—2000	0,096—0,292
Никель:		
нанесенный гальваническим способом на полированное железо и затем полированный	23	0,045
технически чистый полированный	225—375	0,07—0,087
окисленный при нагреве до 600 °C	200—600	0,11
Никелевая проволока	185—1000	0,096—0,186
Хромоникель	52—1035	0,64—0,76
Олово блестящее луженое, листовое железо	25	0,043—0,064
Платина чистая полированная	225—625	0,054—0,104
Платиновая лента	925—1115	0,12—0,17
Платиновая нить	25—1230	0,036—0,192

Материал и характер поверхности	Температура, °C	ϵ
Платиновая проволока	225—1375	0,073—0,182
Ртуть очень чистая	0—100	0,69—0,12
Свинец:		
чистый неокисленный	125—225	0,057—0,075
серый окисленный	24	0,281
окисленный при 200 °C	200	0,63
Серебро:		
полированное чистое	225—625	0,0198—0,0324
полированное	38—370	0,0221—0,0312
Хром	38—538	0,08—0,26
Цинк:		
торговый полированный	225—325	0,045—0,053
окисленный при нагреве до 400 °C	400	0,11
Оцинкованное листовое железо:		
очень блестящее	28	0,228
серое окисленное	24	0,276

Огнеупорные, строительные, термоизоляционные и другие материалы

Асбестовый картон	24	0,96
Асбестовая бумага	40—370	0,93—0,95
Асбошифер	20	0,96
Динасовый кирпич шероховатый:		
неглазурованный	1000	0,8
глазурованный	1100	0,85
Кирпич:		
шамотный глазурованный	1100	0,75
магнитовый	1500	0,39
силикатный	1230	0,66
силлиманитовый	1500	0,29
красный шероховатый шамот	20	0,93
шамот	1230	0,69
Фарфор глазурованный	22	0,92
Гипс	20	0,8—0,9
Штукатурка шероховатая известковая	10—90	0,91
Мрамор сероватый полированный	22	0,93
Кварц плавный шероховатый	20	0,93
Стекло гладкое	22	0,94
Бумага	20	0,5—0,9

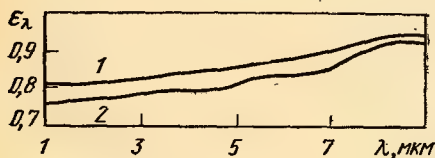


Рис. 3.11. Зависимость ϵ_{λ} хромомагнитовых огнеупоров от длины волны λ при T, K :
1 — 1600; 2 — 1120

будет взята излучающей, а какая облучаемой:

$$H_{1;2} = H_{2;1}; \quad \varphi_{1;2} F_1 = \varphi_{2;1} F_2.$$

Свойство второе (свойство аддитивности): коэффициент облучения поверхно-

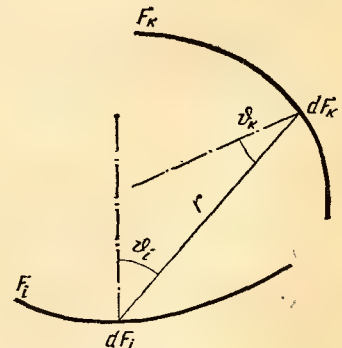
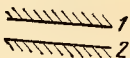
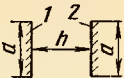
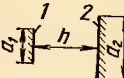
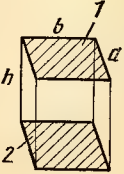
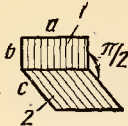
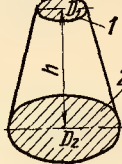
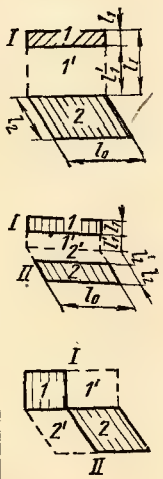
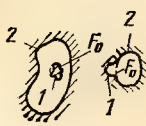


Рис. 3.12. К определению угловых коэффициентов

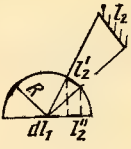
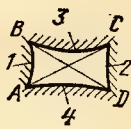
ТАБЛИЦА 3.5

ФОРМУЛЫ ДЛЯ РАСЧЕТА КОЭФФИЦИЕНТОВ ОБЛУЧЕННОСТИ И ВЗАИМНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Взаимное расположение и форма поверхностей	Схема	Коэффициент облученности и взаимные поверхности
Две параллельные плоскости, размеры которых значительно больше расстояния между ними		$\varphi_{1,2} = \varphi_{2,1} = 1;$ $H = F_1 = F_2$
Одно тело, не имеющее вогнутостей, находится внутри другого тела; две поверхности образуют замкнутую систему, причем одна из поверхностей не имеет вогнутостей		$\varphi_{1,2} = 1; \quad \varphi_{2,1} = \frac{F_1}{F_2}; \quad H = F_1$
Две бесконечные параллельные полосы одинаковой ширины		$H = \sqrt{a^2 + h^2} - h$ $\varphi_{1,2} = \varphi_{2,1} = \sqrt{1 + \left(\frac{h}{a}\right)^2} - \frac{h}{a}$
Две бесконечные параллельные полосы разной ширины		$\varphi_{1,2} = \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{a_2}{a_1} + 1\right)^2 + \left(\frac{h}{a_1}\right)^2} - \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{a_2}{a_1} - 1\right)^2 + \left(\frac{h}{a_1}\right)^2};$ $\varphi_{2,1} = \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{a_1}{a_2} + 1\right)^2 + \left(\frac{h}{a_2}\right)^2} - \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{a_1}{a_2} - 1\right)^2 + \left(\frac{h}{a_2}\right)^2};$ $H = \sqrt{\frac{1}{4} (a_2 + a_1)^2 + h^2} - \sqrt{\frac{1}{4} (a_2 - a_1)^2 + h^2}$
Два одинаковых прямоугольника, расположенных в параллельных плоскостях один против другого		$\varphi_{1,2} = \frac{2}{\pi} \left[\frac{1}{a} \sqrt{a^2 + h^2} \arctg \frac{b}{\sqrt{a^2 + h^2}} + \frac{1}{b} \sqrt{b^2 + h^2} \arctg \frac{a}{\sqrt{b^2 + h^2}} - \frac{h}{a} \arctg \left(\frac{b}{h}\right) - \frac{h}{b} \arctg \left(\frac{a}{h}\right) + \frac{h^2}{2ab} \ln \frac{(a^2 + h^2)(b^2 + h^2)}{(a^2 + b^2 + h^2)h^2} \right];$ $H = ab \varphi_{1,2}; \quad \text{при } a=b;$ $\varphi_{1,2} = \frac{2}{\pi} \left[\frac{2}{a} \sqrt{a^2 + h^2} \arctg \frac{a}{\sqrt{a^2 + h^2}} - 2 \frac{h}{a} \arctg \frac{a}{h} + \frac{1}{2} \left(\frac{h}{a}\right)^2 \frac{1}{n} \frac{(a^2 + h^2)^2}{h^2 (2a^2 + h^2)} \right];$ $H = a^2 \varphi_{1,2}$

Взаимное расположение и форма поверхностей	Схема	Коэффициент облученности и взаимные поверхности
Два взаимно перпендикулярных прямоугольника, имеющих общую грань		$\varphi_{1,2} = \frac{1}{\pi} \left[\operatorname{arctg} \frac{a}{b} + \frac{c}{b} \operatorname{arctg} \frac{a}{c} - \right. \\ \left. - \sqrt{\left(\frac{c}{a}\right)^2 - 1} \operatorname{arctg} \frac{a}{\sqrt{b^2 + c^2}} + \frac{c^2}{4ab} \times \right. \\ \left. \times \ln \frac{(a^2 + b^2 + c^2) c^2}{(a^2 + c^2)(b^2 + c^2)} + \frac{b}{4a} \ln \frac{(a^2 + b^2 + c^2) b^2}{(a^2 + c^2)(b^2 + c^2)} - \right. \\ \left. - \frac{a}{4b} \ln \frac{(a^2 + b^2 + c^2) a^2}{(a^2 + b^2)(a^2 + c^2)} \right] \\ H = ab\varphi_{1,2}$
Два параллельных круга с центрами на общей нормали к их плоскостям		$a\varphi_{1,2} = \left[\sqrt{\left(\frac{D_2}{2D_1} + \frac{1}{2}\right)^2 + \left(\frac{h}{D_1}\right)^2} - \right. \\ \left. - \sqrt{\left(\frac{D_2}{2D_1} - \frac{1}{2}\right)^2 + \left(\frac{h}{D_1}\right)^2} \right]^2 \\ H = \frac{\pi}{4} \left[\sqrt{\left(\frac{D_2 + D_1}{2}\right)^2 + h^2} - \sqrt{\left(\frac{D_2 - D_1}{2}\right)^2 + h^2} \right]^2; \\ 6. D_1 = D_2 = D; \\ \varphi_{1,2} = \left[\sqrt{1 + \left(\frac{h}{D}\right)^2} - \frac{h}{D} \right]^2; \\ H = \frac{\pi}{4} (\sqrt{D^2 + h^2} - h)^2$
Два прямоугольника, расположенных в перпендикулярных плоскостях и не имеющих общей грани		$H_{1,2} = H_{1,2} - H_{1',2}; \quad (I = 1 + 1'); \\ \varphi_{1,2} = \frac{H_{1,2}}{c_1 l_2} = \varphi_{1,2} \frac{l_1 + l_1'}{l_1} - \varphi_{1',2} \frac{l_1'}{l_1}; \\ \varphi_{1,2} = (\varphi_{1,II} - \varphi_{1,2'}) \frac{l_1 + l_1'}{l_1} - \\ - (\varphi_{1',II} - \varphi_{1',2'}) \frac{l_1'}{l_1}; \\ H_{1,2} = \varphi_{1,2} l_1 l_0 = H_{1,II} - H_{1,2'} + H_{1',2'} - H_{1',II} \parallel \\ (I = 1 + 1'; \quad II = 2 + 2') \\ \varphi_{1,2} = \frac{H_{1,2}}{F_1} \\ H_{1,2} = \frac{1}{2} (H_{1,1'} - H_{1,2'} - H_{1',2}) \\ (I = 1 + 1'; \quad II = 2 + 2')$
Две поверхности, образующие замкнутую полость; меньшая поверхность имеет вогнутости		$\varphi_{1,2} = F_0/F_2; \quad \varphi_{2,1} = F_0/F_2; \\ H = F_0$

Взаимное расположение и форма поверхностей	Схема	Коэффициент облученности и взаимные поверхности
Выпуклое тело, находящееся между двумя параллельными стенками; размеры тела малы по сравнению с размерами поверхностей		$\varphi_{1,2} = \varphi_{2,1} = 1;$ $\varphi_{2,3} = \varphi_{1,3} = 0;$ $\varphi_{3,1} = \varphi_{3,2} = \frac{1}{2};$ $H_{1,2} = F_1 - F_2;$ $H_{1,3} = H_{3,1} = H_{2,3} = H_{3,2} = \frac{1}{2} F_3$
Два параллельных цилиндра одинакового диаметра		$\varphi_{1,2} = \frac{1}{\pi} \left[\arcsin \frac{D}{S} + \sqrt{\left(\frac{S}{D}\right)^2 - 1} - \frac{S}{D} \right];$ $H = \sqrt{S^2 - D^2} + D \arcsin \frac{D}{S} - S$
Элементарная площадка dF и произвольный круг F , плоскость которого параллельна ей		$\varphi_{dFF} = \frac{1}{2} \left[1 - \frac{h^2 + a^2 - R^2}{\sqrt{(h^2 + a^2 + R^2)^2 - 4a^2 R^2}} \right];$ $H_{dFF} = \varphi_{dFF} dF$
Элементарная площадка dF и произвольный круг F , плоскость которого перпендикулярна к dF		$\varphi_{dFF} = \frac{h}{2a} \left[\frac{h^2 + a^2 + R^2}{\sqrt{(h^2 + a^2 + R^2)^2 - 4a^2 R^2}} - 1 \right]$ $H_{dFF} \neq \varphi_{dFF} dF$
Элементарная площадка dF и прямоугольник F , плоскость которого параллельна dF , причем одна вершина прямоугольника находится по нормали к центру dF		$\varphi_{dFF} = \frac{1}{2\pi} \left[\frac{l_1}{\sqrt{h^2 + l_1^2}} \arctg \frac{l_2}{\sqrt{h^2 + l_1^2}} + \frac{l_2}{\sqrt{h^2 + l_2^2}} \arctg \frac{l_1}{\sqrt{h^2 + l_2^2}} \right];$ $\varphi_{FdF} = \varphi_{dFF} dF/F;$ $H_{dFF} = \varphi_{dFF} dF = \varphi_{FdF} F$
Элементарная площадка dF и произвольный прямоугольник F , плоскость которого параллельна dF		$\varphi_{dFF} = \varphi_{dFI} + \varphi_{dFII} + \varphi_{dFIII} + \varphi_{dFIV};$ $\varphi_{FdF} = \varphi_{dFF} \frac{dF}{F};$ $H_{dFF} = \varphi_{dFF} dF$
Неограниченная плоскость и ряд труб в параллельной плоскости		$\varphi_{1,2} = 1 - \sqrt{\left(1 - \frac{D}{S}\right)^2} + \frac{D}{S} \arctg \sqrt{\left(\frac{S}{D}\right)^2 - 1};$ $\varphi_{2,1} = \frac{1}{\pi} \left[\frac{S}{D} - \sqrt{\left(\frac{S}{D}\right)^2 - 1} + \arctg \sqrt{\left(\frac{S}{D}\right)^2 - 1} \right];$ $H_{1,2} = H_{2,1} = \varphi_{1,2} S = \varphi_{2,1} \pi D$

Взаимное расположение и форма поверхностей	Схема	Коэффициент облученности и взаимные поверхности
плоскопараллельная система		$\varphi_{dl_1 l_2} = l_2'' / (2R);$ $\varphi_{l_1 l_2} = \frac{1}{l_1} \int_{l_1} \varphi_{dl_1 l_2} dl_1;$ $H_{dF_1 F} = \varphi_{dFF} dF$
Определение угловых коэффициентов по методу «натянутых нитей». Две произвольные невыгнутые поверхности, имеющие бесконечную протяженность в одном направлении		$\varphi_{1,2} = \frac{AD + BC' C}{2AB} - \frac{BD + AC}{2AB};$ $H = \frac{1}{2} (AD + BC' C - BD - AC)$
Три невыгнутые поверхности, образующие замкнутую систему бесконечной протяженности		$\varphi_{1,2} = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{F_3}{F_1} - \frac{F_3}{F_1} \right);$ $\varphi_{2,1} = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{F_1}{F_2} - \frac{F_3}{F_2} \right);$ $\varphi_{1,3} = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{F_2}{F_1} - \frac{F_3}{F_1} \right);$ $\varphi_{2,3} = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{F_3}{F_2} - \frac{F_1}{F_2} \right) \text{ и т. д.}$ $H_{1,2} = \frac{1}{2} (F_1 + F_2 - F_3);$ $H_{1,3} = \frac{1}{2} (F_1 + F_3 - F_2);$ $H_{2,3} = \frac{1}{2} (F_2 + F_3 - F_1) \text{ и т. д.}$
Четыре невыгнутые поверхности, образующие замкнутую систему бесконечной протяженности		$H_{1,2} = \frac{1}{2} (F_{AC} + F_{BD} - F_3 - F_4);$ $H_{1,3} = \frac{1}{2} (F_1 + F_3 - F_{AC});$ $H_{1,4} = \frac{1}{2} (F_1 + F_4 - F_{BD}) \text{ и т. д.}$ $\varphi_{K, \Pi} = H_{K \Pi} / F_K$

стью F_1 поверхности F_k , представляющей собой сумму поверхностей $F_{k_1}, F_{k_2}, \dots$, равен сумме коэффициентов облучения той же поверхностью поверхностей $F_{k_1}, F_{k_2}, \dots$

$$\varphi_{1,k} = \varphi_{1,k_1} + \varphi_{1,k_2} + \varphi_{1,k_3} + \dots;$$

$$H_{1,k} = H_{1,k_1} + H_{1,k_2} + H_{1,k_3} + \dots$$

Свойство третье: если излучающая поверхность F_1 полностью окружена поверхностями, то попадающая на них лучистая

энергия плюс энергия, попадающая на саму излучающую поверхность, составляет полное излучение поверхности F_1 :

$$\sum_{k=1}^{k=m} \varphi_{1,k} + \varphi_{1,1} = 1,0;$$

$$\sum_{k=1}^{k=m} H_{1,k} + H_{1,1} = F_1.$$

Из определения коэффициентов облучен-

ности и взаимных поверхностей следует:

$$Q_{1,2} = E_1 \Phi_{1,2} F_1 = E_1 F_2 \Phi_{2,1} = E_1 H_{1,2} \quad (3.99)$$

При сером излучении

$$E_1 = \sigma_0 T_1^4 \quad (3.100)$$

В табл. 3.5 даны формулы для расчета коэффициентов облученности и взаимных поверхностей.

Лучистый теплообмен между серыми телами

Простейшим определением лучистого теплообмена является подсчет теплообмена между двумя бесконечными параллельными пластинами, разделенными лучепрозрачной средой. В этом случае величина результирующего лучистого теплообмена

$$E_{p2} = -E_{p1} = \epsilon_B \sigma_0 (T_1^4 - T_2^4), \quad (3.101)$$

где T_1 и T_2 — температуры соответственно первой и второй пластин; ϵ_B — видимая (или приведенная) степень черноты при теплообмене между параллельными плоскостями:

$$\epsilon_B = \frac{1}{1/a_1 + 1/a_2 - 1}; \quad (3.102)$$

a_1 , a_2 — поглощательные способности пластин; σ_0 — постоянная Стефана — Больцмана.

Если пространство между плоскостями заполнено поглощающей средой, то результирующий теплообмен между поверхностями 1 и 2 [20]:

$$E_{p2} = \frac{\sigma_0 (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_2} - 1 + \frac{\epsilon_c}{2 - \epsilon_c}}, \quad (3.103)$$

где ϵ_c — степень черноты слоя поглощающей среды.

Для случая теплообмена между поверхностями, замыкающими пространство, заполненное неизлучающей средой, количество тепла с поверхности 1 на поверхность 2:

$$Q_{1,2} = \epsilon_B \sigma_0 \times \frac{(T_1^4 - T_2^4)}{1 + \left(\frac{1}{\epsilon_1} - 1\right) \Phi_{1,2} + \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1\right) \Phi_{2,1}} H_{1,2} \quad (3.104)$$

При исследовании тепловой работы печи представляет интерес случай лучистого теплообмена между излучающим объемом с температурой T_ϕ и лучевоспринимающей поверхностью F_λ , имеющей температуру T_λ (рис. 3.13). Другая часть поверхности объема ограничивается кладкой F_k . Коэффициенты облучения: $\Phi_{\lambda,k} = 1,0$; $\Phi_{k,\lambda} = \frac{F_\lambda}{F_k} = \omega$; $\Phi_{k,k} = 1 - \omega$.

При предположении, что потери тепла кладкой компенсируются передачей его к

кладке конвекцией, количество получаемого воспринимающей поверхностью тепла составит:

$$Q_\lambda = \sigma_0 \frac{\epsilon_\lambda \epsilon_\phi (1 - \epsilon_\phi \psi)}{\epsilon_\phi + \psi [(1 - \epsilon_\phi)^2 \epsilon_\lambda - \epsilon_\phi^2]} \times F_\lambda (T_\phi^4 - T_\lambda^4), \quad (3.105)$$

где $\psi = F_\lambda / (F_\lambda + F_k)$.

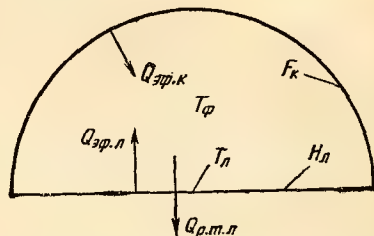


Рис. 3.13. Схема теплообмена между факелом и лучевоспринимающей поверхностью при наличии кладки

Действие экранов

При расчетах теплообмена экран рассматривается как непрозрачный для теплового излучения и обладающий высокой теплопроводностью. Если между двумя параллельными бесконечными поверхностями со степенями черноты ϵ_1 и ϵ_2 поместить n экранов, то приведенная степень черноты системы:

$$\epsilon_{пр} = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1 + \sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{\epsilon_{iэкp}} + \frac{1}{\epsilon_{i+1экp}} - 1 \right)}, \quad (3.106)$$

где $\epsilon_{iэкp}^*$ и $\epsilon_{i+1экp}^*$ — степени черноты поверхностей i -того экрана.

При равенстве степеней черноты поверхностей и экранов

$$\epsilon_{пр} = \frac{1}{(n+1) \left(\frac{2}{\epsilon} - 1 \right)}, \quad (3.107)$$

т. е. при постановке n экранов, теплообмен излучением может быть снижен в $n+1$ раз.

Теплообмен излучением в поглощающей, излучающей и рассеивающей средах

Для среды, характеризуемой спектральным коэффициентом поглощения $k_{\lambda,\nu}$ и спектральным коэффициентом рассеяния β_ν , стационарное уравнение переноса лучистой энергии вдоль направления $\vec{S}$ имеет вид:

$$\frac{dI_\nu}{dS} + k_{осл,\nu} I_\nu = j_\nu +$$

$$+ \frac{\beta_v}{4\pi} \int_{4\pi} P(\Omega' \Omega) I_v(S; \Omega') d\Omega', \quad (3.108)$$

где I_v — монохроматическая интенсивность; $k_{\text{осл},v} = (k_{n,v} + \beta)$ — коэффициент ослабления; Ω, Ω' — направления падающего и рассеянного лучей; $P(\Omega' \Omega)$ — индикатриса рассеяния; j_v — собственное излучение среды в данной точке.

ницами, температуры которых T_1 и T_2 (рис. 3.14) и степени черноты ε_1 и ε_2 . Уравнение переноса излучения:

$$\mu \frac{dI(\tau; \mu)}{d\tau} + I(\tau; \mu) = \frac{\sigma_0 T^4(\tau)}{\pi};$$

$$0 \leq \tau \leq \tau_0;$$

$$-1 \leq \mu \leq 1. \quad (3.111)$$

Граничные условия:

$$I(0) = \varepsilon_1 \frac{\sigma_0 T_1^4}{\pi} + 2(1 - \varepsilon_1) \int_0^1 I^-(0; -\mu') \mu' d\mu', \quad -\mu > 0; \quad (3.112)$$

$$I(\tau_0) = \varepsilon_2 \frac{\sigma_0 T_2^4}{\pi} + 2(1 - \varepsilon_2) \int_0^1 I^+(\tau_0; \mu') \mu' d\mu', \quad \mu < 0. \quad (3.113)$$

В случае локального термодинамического равновесия и справедливости закона Кирхгофа

$$j_v = k_{n,v} I_{vb}(T), \quad (3.109)$$

где $I_{vb}(T)$ — функция Планка.

Если свойства среды не зависят от частоты излучения, то интегрирование выражения (3.108) по всему спектру дает

$$\frac{dI}{dS} + k_{\text{осл}} I = k_n \frac{\sigma_0 T^4}{\pi} + \frac{\beta}{4\pi} \int_{4\pi} P(\Omega' \Omega) I(S; \Omega') d\Omega', \quad (3.110)$$

$$\text{где } I(S; \Omega') = \int_0^\infty I_v(S; \Omega') dv;$$

$$\int_0^\infty I_{vb}(T) dv = \frac{\sigma_0 T^4}{\pi}.$$

Плотность потока излучения в плоском слое

при наличии радиационного равновесия

Серая среда заключена между двумя диффузно излучающими (1) и диффузно отражающими (2) непрозрачными серыми гра-

Здесь введены обозначения:

$\mu = \cos \theta$; $\tau = k_n y$; $\tau_0 = k_n \cdot b$ — оптическая толщина.

Плотность потока результирующего излучения q_r имеет вид:

$$q_r = \sigma_0 (T_1^4 - T_2^4) \frac{Q}{1 + \left[\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 2 \right] Q}, \quad (3.114)$$

где величина Q определяется в зависимости от оптической толщины слоя τ_0 :

τ_0 , м . . .	0,1	0,2	0,3
Q , ккал/ч .	0,9157	0,849	0,793
τ_0 , м . . .	0,8	1,0	1,5
Q , ккал/ч .	0,605	0,553	0,457
τ_0 , м . . .	0,4	0,5	0,6
Q , ккал/ч .	0,746	0,704	0,667
τ_0 , м . . .	2,0	2,5	3,0
Q , ккал/ч .	0,390	0,340	0,302

Примечание. При $\tau \gg 1$, $Q = \frac{4}{3}(\gamma + \tau_0)$, где $\gamma = 1,24089$.

Для прозрачной среды ($\tau_0 = 0$; $Q = 1$) формула (3.114) переходит в формулу (3.101).

Плотность потока излучения при заданном распределении температуры

Задача описывается уравнением (3.111) с граничными условиями (3.112) и (3.113). Выражение для плотности потока результирующего излучения $q_r(\tau)$ в слое поглощающей и излучающей среды с диффузно отражающими и излучающими непрозрачными стенками имеет вид:

$$q_r(\tau) = 2\pi E_s(\tau) \frac{\varepsilon_1 I_b(T_1) + 2\rho_1 E_s(\tau_0) \varepsilon_2 I_b(T_2) + 2\rho_1 [A + 2\rho_2 E_s(\tau_0) B]}{1 - 4\rho_1 \rho_2 E_s^2(\tau_0)} -$$

$$- 2\pi E_s(\tau_0 - \tau) \frac{\varepsilon_2 I_b(T_2) + 2\rho_2 E_s(\tau_0) \varepsilon_1 I_b(T_1) + 2\rho_2 [B + 2\rho_1 E_s(\tau_0) A]}{1 - 4\rho_1 \rho_2 E_s^2(\tau_0)} +$$

$$+ 2\pi \int_0^\tau I_b[T(\tau')] E_s(\tau - \tau') d\tau' - 2\pi \int_\tau^{\tau_0} I_b[T(\tau')] E_s(\tau' - \tau) d\tau', \quad (3.115)$$

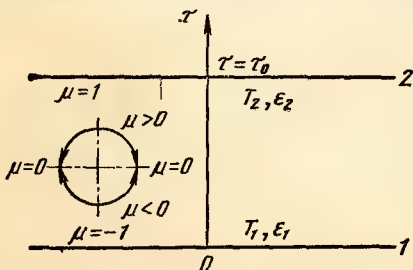


Рис. 3.14. Плоский слой излучающей среды с температурой T , заключенный между отражающими границами

$$\text{где } I_b = \frac{\sigma_0 T^4}{\pi};$$

$$A = \int_0^{\tau_0} I_b [T(\tau')] E_2(\tau') d\tau';$$

$$B = \int_0^{\tau_0} I_b [T(\tau')] E_2(\tau - \tau') d\tau';$$

$$\rho_1 = 1 - \varepsilon_1; \quad \rho_2 = 1 - \varepsilon_2.$$

Здесь E_2 и E_3 — интегральные показательные функции.

Если температура среды $T = T_0$ постоянна, то

$$\begin{aligned} q'(\tau) = & 2\pi E_3(\tau) \times \\ & \times \frac{\varepsilon_1 I_b(T_1) + 2\rho_1 E_3(\tau_0) \varepsilon_2 I_b(T_2) - I_b(\tau_0)[(1 - \rho_1) + 2\rho_1(1 - \rho_2) E_3(\tau_0)]}{1 - 4\rho_1 \rho_2 E_3^2(\tau_0)} - \\ & - 2\pi E_3(\tau_0 - \tau) \times \\ & \times \frac{\varepsilon_2 I_b(T_2) + 2\pi E_3(\tau_0 - \tau) \varepsilon_1 I_b(T_1) - I_b(T_0)[(1 - \rho_2) + 2\rho_2(1 - \rho_1) E_3(\tau_0)]}{1 - 4\rho_1 \rho_2 E_3^2(\tau_0)} \end{aligned} \quad (3.116)$$

Если границы абсолютно черные $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 1$, выражение для плотности результирующего излучения принимает вид:

$$q'(\tau) = 2\pi E_3(\tau) [I_b(T_1) - I_b(T_0)] - 2\pi E_3(\tau_0 - \tau) [I_b(T_2) - I_b(T_0)].$$

Для прозрачной среды выражение (3.116) переходит в (3.101).

Сложный теплообмен излучающей среды в щелевом канале

Сложным теплообменом называется лучисто-конвективный теплообмен, при котором учитывается взаимодействие различных видов переноса энергии. Этот процесс описывается уравнением энергии и уравнением переноса излучения. В настоящее время имеются лишь численные результаты расчетов по величинам теплоотдачи.

Для простого расчета рекомендуется формула для теплоотдачи излучающей турбулентной среды в щелевом канале

$$Nu_e = Nu_k + 2,34 M \Pi(\tau_0; a), \quad (3.117)$$

где Nu_e — величина критерия Нуссельта суммарного потока тепла;

$$Nu_k = 0,025 Re^{0,8}; \quad M = 16 \pi_1 \theta_{ст}^3 Pe;$$

$$\pi_1 = \sigma_0 T_0^3 / (\bar{u} \rho); \quad \theta_{ст} = T_{ст} / T_0;$$

T_0 — температура среды на входе в канал; $Pe = \bar{u} \rho c l / \lambda$; $\Pi = \Pi_i(\tau_0; a)$; $\tau_0 = K_1 l$.

Величины Π_i находятся из графика, приведенного на рис. 3.15.

Излучение газов

Излучение газов происходит в отдельных участках спектра, т. е. является селективным. Излучающие участки спектра называются полосами излучения. На этих участках, согласно закону Кирхгофа, происходит поглощение излучения.

Существует гипотеза Бугера — Беера, по которой при определенной температуре величина поглощательной способности определяется количеством молекул поглощающего вещества на пути луча, т. е. зависит от давления газа p_i и длины пути луча l . В действительности эта гипотеза в точности не соблюдается, так как при одинаковых $p_i l$ поглощательные способности (степени черноты), например, углекислого газа и водяного пара при различных парциальных давлениях неодинаковы. Для углекислого газа при общем давлении, равном атмосферному, отклонение от гипотезы Бугера —

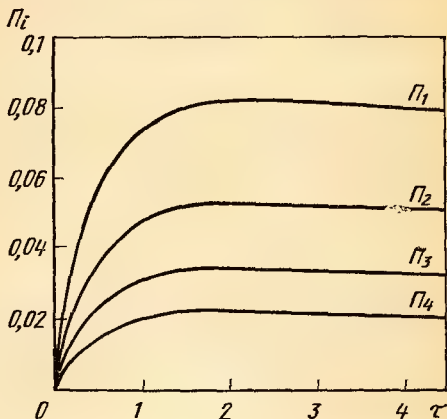


Рис. 3.15. Зависимость Π_i для вычислений по формуле (3.117)

Беера незначительно и в теплотехнических расчетах не учитывается. Для водяного пара даже при атмосферном давлении отклонение от гипотезы Бугера — Беера значительно и должно учитываться в расчетах.

На рис. 3.16 и 3.17 даны зависимости степени черноты углекислого газа ε_{CO_2} и водяного пара ε_{H_2O} в зависимости от температуры и произведения парциального давления на длину пути луча ($p l$). Степень черноты ε_{H_2O} должна быть умножена на поправочный коэффициент ξ (рис. 3.18).

В теплообменных аппаратах всегда происходит одновременное излучение углекислого газа и водяного пара. Степень черноты смеси газов

$$\varepsilon = \xi \varepsilon_{CO_2} + \varepsilon'_{H_2O} - \Delta \varepsilon, \quad (3.118)$$

где $\Delta \varepsilon$ — поправка на взаимное перекрытие полос излучения.

В настоящее время вопрос о величине поправки нельзя считать решенным. Несомненно, что она мала. Поэтому в расчетах лучистого теплообмена ее принимают равной нулю.

На рис. 3.19, а, б даны зависимости

формуле

$$\epsilon_r = 1 - e^{-\tau_r}, \quad (3.119)$$

в которой оптическая толщина газового потока может быть рассчитана по формуле

$$\tau_r = \left(\frac{0,78 + 1,6 p_{H_2O}}{\sqrt{p_{\Sigma} l}} - 0,1 \right) (1 - 0,37 \cdot 10^{-3} T) p_{\Sigma} l. \quad (3.120)$$

степени черноты ϵ_{CO} , ϵ_{NO} от температуры и произведения pl (Детков С. П. и др.). На рис. 3.20 приводится зависимость степени черноты сернистого ангидрида ϵ_{SO_2} от температуры и произведения pl .

Величину суммарной степени черноты трехатомных газов при сжигании энергетического топлива можно рассчитать по

Формула (3.120) справедлива для топков, работающих без наддува.

В практике встречаются газовые объемы самой различной формы, для которых длина пути луча различна в разных направлениях. Поэтому вводится эффективная длина луча, которая определяется выражением [1]

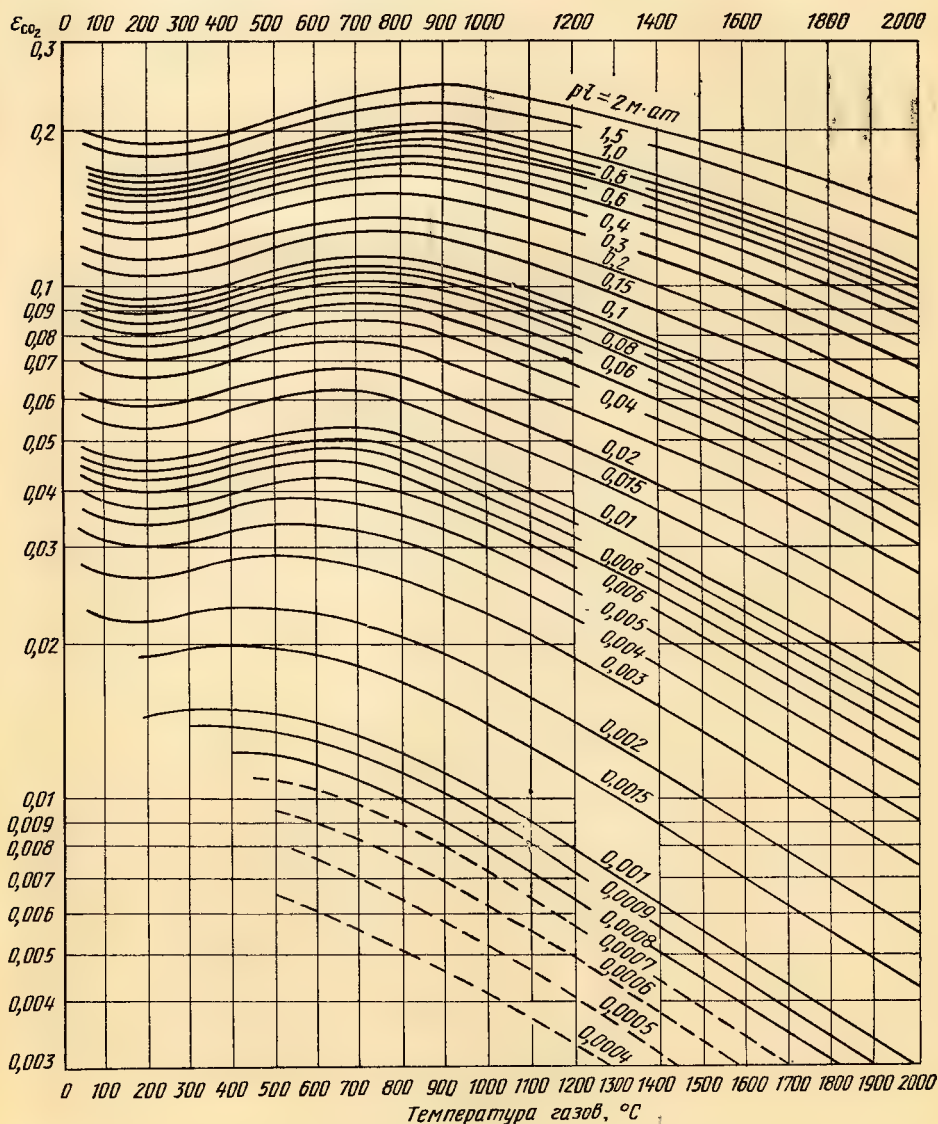


Рис. 3.16. Степень черноты углекислого газа

$$\eta_{\text{эф}} = (3,5 \div 4,0) \frac{V}{F} \approx 3,6 \frac{V}{F}. \quad (3.121)$$

Излучение запыленных потоков

При сжигании угля в дымовых газах содержатся частицы золы и угольной пыли. Газовые потоки в рабочем пространстве металлургических печей содержат значительное количество пыли, состоящей из частичек перерабатываемого сырья. Радиационные свойства запыленной среды характеризуются спектральными коэффициентами ослабления $K_{\text{осл}\lambda}$, рассеяния $K_{\text{рл}}$ и средним косинусом рассеяния $\langle \mu \rangle$, которые вычисляются по соотношениям:

$$K_{\text{осл}\lambda} = \frac{\mu}{4} \int_0^\infty k_{\text{осл}\lambda} \frac{ds}{dr} dr; \quad (3.122)$$

$$K_{\text{рл}} = \frac{\mu}{4} \int_0^\infty k_{\text{рл}} \frac{ds}{dr} dr; \quad (3.123)$$

$$\langle \mu \rangle = \frac{\int_0^\infty k_{\text{рл}} \bar{\mu} \frac{ds}{dr} dr}{\int_0^\infty k_{\text{рл}} \frac{ds}{dr} dr}, \quad (3.124)$$

где μ — концентрация частиц, кг/м^3 ; ds/dr — функция распределения удельной поверхности пыли по размерам частиц; $ds/dr = 4\pi r f(r)$; $f(r)$ — функция распределения частиц пыли по размерам; r — радиус частиц пыли; $k_{\text{осл}\lambda}$; $k_{\text{рл}}$ — спектральные ко-

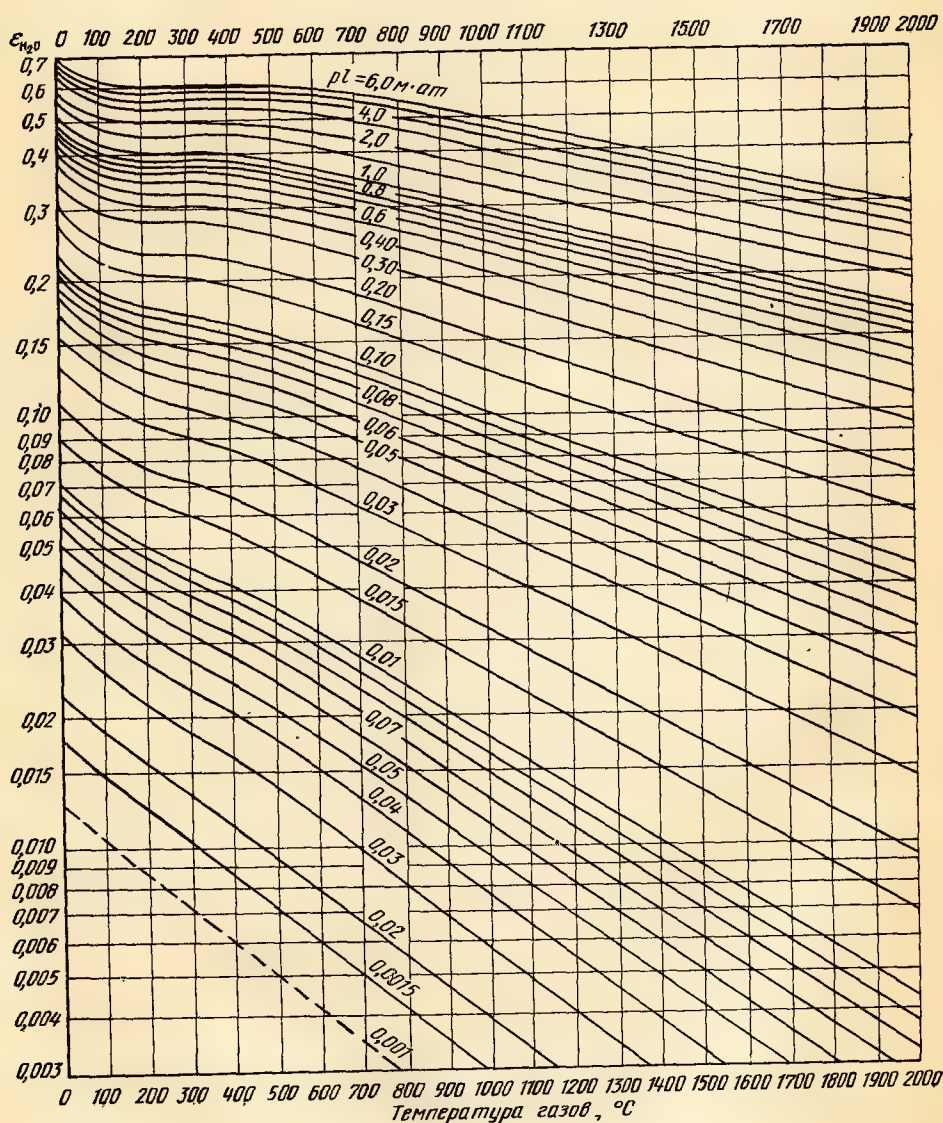


Рис. 3.17. Степень черноты водяного пара

эффиценты ослабления и рассеяния частиц размера r ; $\bar{\mu}_\lambda$ — средний косинус рассеяния частицы; $\bar{\mu}_\lambda = \int_{4\pi} P \cos \theta d\omega$ — средний косинус (определяется интегрированием по всей сфере и в качестве весовой функции служит индикатриса рассеяния).

Величины коэффициентов ослабления и

Для малых частиц, когда параметр дифракции $\rho = 2\pi r/\lambda \leq 1$, спектральный коэффициент ослабления выражается формулой

$$k_{\text{осл}} = \frac{24n\kappa}{(2 + n^2 - \kappa^2)^2 + (2n\kappa)^2} \rho, \quad (3.126)$$

а коэффициент рассеяния

$$k_p = \frac{8 \{ (n^2 - \kappa^2 - 2) + (n^2 + \kappa^2)^2 + (6n\kappa)^2 \}}{3 \{ (n^2 - \kappa^2 + 2)^2 + (2n\kappa)^2 \}} \rho^4. \quad (3.127)$$

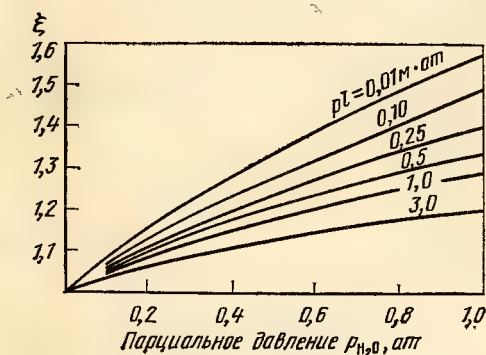


Рис. 3.18. Поправка на парциальное давление при излучении водяного пара при общем давлении смеси 1 ат

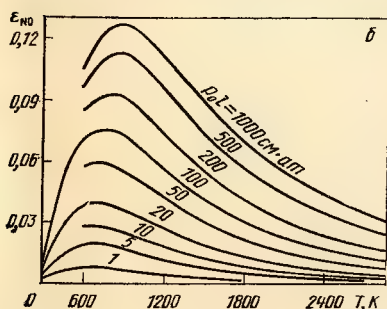
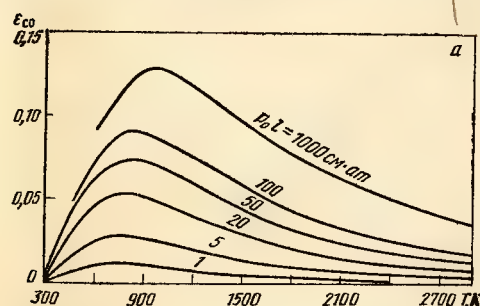


Рис. 3.19. Интегральная степень черноты окиси углерода (а) и окиси азота (б) при $P_\Sigma = 1$ ат

рассеяния можно рассчитать по теории Г. Ми, если известен комплексный показатель преломления материала частицы:

$$m = n - i\kappa, \quad (3.125)$$

где n — показатель преломления; κ — показатель поглощения.

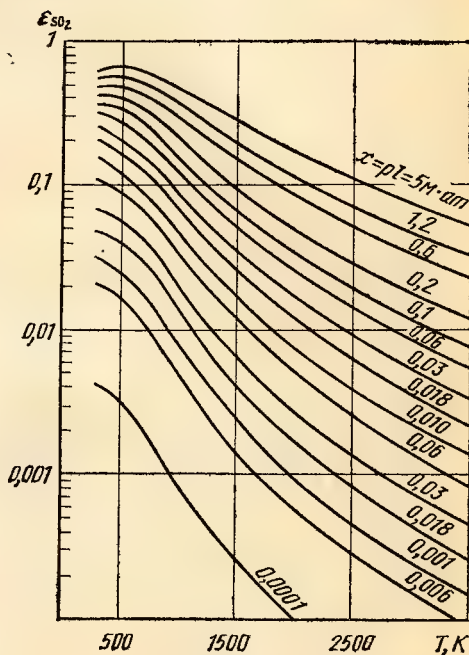


Рис. 3.20. Интегральная степень черноты сернистого ангидрида [26, 32]

Большие частицы — это те, для которых параметр дифракции $\rho \gg 1$. В этих случаях, коэффициент ослабления перестает зависеть от ρ и оптических констант n и κ . При $\rho \rightarrow \infty$ асимптотическое значение коэффициентов ослабления для всех веществ составляет $k_{\text{осл}} = k_p + k_{\text{пот}} = 2$, однако распределение долей ослабления между истинным поглощением и рассеянием в этом случае зависит от оптических констант.

Для большинства веществ уровни критических $k_{\text{осл}}$ и k_p стабилизируются и перестают зависеть от ρ уже при $\rho > 20$. Величина $\gamma = k_p/k_{\text{осл}}$ при $\rho > 30$ и $n > 1$ удовлетворительно описывается зависимостью

$$\gamma = \frac{(n^2 + n - \kappa^2)^2 + (1 + n)^2 + 2\kappa^2}{[(1 + n)^2 - \kappa^2]^2}; \quad (3.128)$$

для промежуточных величин ρ необходимо проводить сложные расчеты по формулам Г. Ми для нахождения коэффициентов $k_{\text{осл}}$ и k_p .

Степень черноты цилиндрического слоя

пылевой среды можно рассчитать по формуле

$$\epsilon = \frac{4 \frac{(1-\gamma)}{\kappa} \frac{I_1(\kappa\tau_0)}{I_0(\kappa\tau_0)}}{1 + \frac{2(1-\gamma)}{\kappa} \frac{I_1(\kappa\tau_0)}{I_0(\kappa\tau_0)}}; \quad \gamma > 0,75, \quad (3.129)$$

При совместном излучении трехатомных газов и частиц золы степень черноты определяется по формуле

$$\epsilon_{г+зол} = 1 - e^{-\tau_{г+зол}}, \quad (3.130)$$

а величина $\tau_{г+зол}$ рассчитывается по формуле

$$\tau_{г+зол} = \left[\left(\frac{(0,78 + 1,6\rho_{H_2O})}{\sqrt{P_{\Sigma} l}} - 0,1 \right) (1 - 0,37 \cdot 10^{-3} T) + \frac{b\mu}{\sqrt{T^2 d^2}} \right] p_{\Sigma} l, \quad (3.131)$$

где I_0, I_1 — функции Бесселя мнимого аргумента нулевого и первого порядка соответственно; $\kappa = \sqrt{3(1-\gamma)(1-\gamma\bar{\mu})}$; $\tau_0 = K_{осл}R$; R — радиус цилиндра.

где μ — концентрация частиц золы при нормальных условиях; d — диаметр частиц; $b=5$ — для высокорекреационного топлива; $b=3,7$ — для низкорекреационного топлива.

Глава 4 ТОПЛИВО [1—5]

1. Основные характеристики

Топливом называются горючие вещества, сжигаемые для производства тепла (определение, данное Д. И. Менделеевым). По своему физическому (агрегатному) состоянию топливо подразделяется на твердое, жидкое и газообразное. Различают естественное топливо, добываемое на поверхности или в недрах земли, и искусственное, получаемое путем переработки естественного топлива.

Основные виды естественного и искусственного топлива представлены в табл. 4.1.

ТАБЛИЦА 4.1

КЛАССИФИКАЦИЯ ТОПЛИВА ПО ФИЗИЧЕСКОМУ СОСТОЯНИЮ И ПРОИСХОЖДЕНИЮ

Физическое состояние	Происхождение	
	естественное	искусственное
Твердое	Уголь, дрова, торф, горючие сланцы	Кокс, древесный уголь, брикеты торфяные и угольные, полукокс, термоантрацит, угольная пыль
Жидкое	Нефть, газовый концентрат	Мазут, бензин, керосин, спирт, смола
Газообразное	Природный и нефтепромысловый газы	Газы: доменный, коксовый, генераторный, нефтяной (заводской)

По характеру использования в промышленности топливо подразделяется на энергетическое и технологическое. Если топливо не только используется для получения тепла, но и участвует в технологическом процессе, оно называется технологическим. Энергетическим называется топливо, сжигаемое в топках котлов и печей только для получения тепла (высоких температур).

Топливо различных видов и месторождений различается по составу. Под составом твердого и жидкого топлива понимают содержание в нем следующих компонентов:

углерода С, водорода Н, серы S, кислорода О, азота N, золы А и влаги W.

Применительно к газообразному топливу под составом понимают содержание газообразных составляющих, в основном: окиси углерода СО, водорода Н₂, метана СН₄, этана С₂Н₆, пропана С₃Н₈, бутана С₄Н₁₀, этилена С₂Н₄, бензола С₆Н₆ и др.

Входящие в состав топлива кислород О и азот N относят к внутреннему балласту; к внешнему балласту относят золу и влагу. Состав твердого и жидкого топлива выражают в процентах по массе, газообразного — в процентах по объему.

Общие требования, определяющие народнохозяйственную ценность топлива: низкая стоимость добычи; низкая стоимость транспортировки; удобство применения; возможность использования с высоким к. п. д.; малое содержание балласта и вредных примесей.

2. Твердое топливо

Химический состав. Твердое топливо содержит в основном углерод, водород, азот, кислород, серу, а также минеральные вклю-

чения, образующие золу и влагу. Различают рабочую, аналитическую, сухую, горючую и органическую массы твердого топлива. Под рабочей массой понимают массу топлива в том виде, в каком оно доставляется к топливосжигающему устройству. Под сухой массой понимают массу обезвоженного топлива, под горючей — массу обезвоженного и обеззоленного топлива и под органической — массу топлива, состоящую из углерода, водорода, кислорода, серы, входящей в состав органических соединений, и азота. Аналитическая масса состоит из сухой массы и влаги, соответствующей подсушенному топливу, анализируемому в лаборатории.

Из определений каждой массы топлива следуют соотношения:

рабочая масса

$$C^P + H^P + O^P + S_{ор+к}^P + N^P + A^P + W^P = 100 \%;$$

аналитическая масса

$$C^a + H^a + O^a + S_{ор+к}^a + N^a + A^a + W^a = 100 \%;$$

сухая масса

$$C^c + H^c + O^c + S_{ор+к}^c + N^c + A^c = 100 \%;$$

горючая масса

$$C^r + H^r + O^r + S_{ор+к}^r + N^r = 100 \%;$$

органическая масса

$$C^o + H^o + O^o + S_{ор+к}^o + N^o = 100 \%.$$

Влажность. Влага снижает качество топлива (теплоту сгорания). Влагу подразделяют на внешнюю, которую можно удалить в условиях естественной сушки аналитиче-

ской пробы до постоянной массы при 20 °С и относительной влажности воздуха 60 %, и гигроскопическую $W_{гг}$ (внутреннюю), которая удаляется при нагревании пробы до 100 °С. Топливо, содержащее только гигроскопическую влагу, называют воздушносухим. Сумма внешней и гигроскопической влаги — рабочая влага W^P .

Содержание в топливе влаги в пределах нескольких процентов практически не оказывает влияния на теплоту сгорания, но высокое содержание влаги (бурый уголь, дрова, торф) значительно снижает теплоту сгорания вследствие увеличения расхода тепла на испарение воды и увеличения объема продуктов сгорания за счет водяного пара.

Приведенная влажность топлива — содержание рабочей влаги, %, на 1000 ккал низшей теплоты сгорания:

$$W_{прив}^P = 1000W^P/Q_{н}^P. \quad (4.1)$$

Зольность. Минеральные вещества, содержащиеся в топливе (зола), понижают теплоту сгорания вследствие уменьшенного содержания горючих компонентов и повышенного расхода тепла на нагрев золы до температуры горения топлива и ее плавления.

Плавкость золы определяет метод ее удаления — в сухом или расплавленном состоянии. Различают три температурные точки, определяющие плавкость золы: t_1 — температура начала деформации конуса из золы; t_2 — температура размягчения конуса; t_3 — температура, при которой конус растекается по подставке.

Приведенная зольность — процентное содержание золы на 1000 ккал низшей теплоты сгорания:

$$A_{прив}^P = 1000A^P/Q_{н}^P. \quad (4.2)$$

ТАБЛИЦА 4.2

ФОРМУЛЫ КОЭФФИЦИЕНТОВ ДЛЯ ПЕРЕСЧЕТА СОСТАВА ТОПЛИВА

Масса, с которой производится пересчет	Коэффициент пересчета на массу	
	рабочую	аналитическую
Рабочая	1	$\frac{100 - W^a}{100 - W^P}$
Аналитическая	$\frac{100 - W^P}{100 - W^a}$	1
Сухая	$\frac{100 - W^P}{100}$	$\frac{100 - W^a}{100}$
Горючая	$\frac{100 - (A^P + W^P)}{100}$	$\frac{100 - (A^a + W^a)}{100}$
Органическая	$\frac{100 - (S_{к}^P + A^P + W^P)}{100}$	$\frac{100 - (S_{к}^a + A^a + W^a)}{100}$

Масса, с которой производится пересчет	коэффициент пересчета на массу		
	сухую	горючую	органическую
Рабочая	$\frac{100}{100 - W^p}$	$\frac{100}{100 - (A^p + W^p)}$	$\frac{100}{100 - (S_k^p + A^p + W^p)}$
Аналитическая	$\frac{100}{100 - W^a}$	$\frac{100}{100 - (A^a + W^a)}$	$\frac{100}{100 - (S_k^a + A^a + W^a)}$
Сухая	1	$\frac{100}{100 - A^c}$	$\frac{100}{100 - (S_k^c + A^c)}$
Горючая	$\frac{100 - A^c}{100}$	1	$\frac{100}{100 - S_k^r}$
Органическая	$\frac{100 - (S_k^c + A^c)}{100}$	$\frac{100 - S_k^r}{100}$	1

Содержание серы. Сера может входить в состав топлива в трех видах:

органическая $S_{ор}$ (в составе органических соединений топлива); колчеданная S_k (пиритная); сульфатная $S_{сф}$ (в составе сульфатов золы топлива $CaSO_4$, FSO_4).

Сера органическая и колчеданная сгорает с образованием SO_2 и частично SO_3 , которые загрязняют атмосферу и вызывают коррозию металла:

$$S_{ор} + S_k = S_r \text{ (горючая сера);}$$

$$S_p + S_{сф} = S_{об} \text{ (общая сера).}$$

Приведенная сернистость — содержание горючей серы на 1000 ккал низшей теплоты сгорания топлива, %:

$$SP_{г.прив} = 1000 SP_r / Q_{н}^p. \quad (4.3)$$

Выход летучих

Выход летучих веществ и качество твердого остатка — кокса являются важными характеристиками углей, определяющими целесообразность их использования для производства металлургического кокса (каменные угли), газификации и химической переработки, а также для получения предварительных сведений о характере их горения в топках.

Выход летучих V^r измеряется массой летучих, выраженной в процентах от горючей массы топлива.

Формулы пересчета. В табл. 4.2 представлены формулы коэффициентов для пересчета составов топлива. Этими коэффициентами можно пользоваться также при пересчете выхода летучих V^r и высшей теплоты сгорания Q_v .

Формулы пересчета содержания углерода топлива, %, с одной массы на другую.
На рабочую массу:
с сухой массы

$$C^p = C^c \frac{100 - W^p}{100}; \quad (4.4)$$

с горючей массы

$$C^p = C^r \frac{100 - (W^p + A^p)}{100}; \quad (4.5)$$

с органической массы

$$C^p = C^o \frac{100 - (W^p + A^p + S_k^p)}{100}; \quad (4.6)$$

с аналитической массы

$$C^p = C^a \frac{100 - W^p}{100 - W^a}. \quad (4.7)$$

На сухую массу:
с горючей массы

$$C^c = C^r \frac{100 - A^c}{100}; \quad (4.8)$$

с органической массы

$$C^c = C^o \frac{100 - (A^c + S_k^c)}{100}; \quad (4.9)$$

с рабочей массы

$$C^c = C^p \frac{100}{100 - W^p}; \quad (4.10)$$

с аналитической массы

$$C^c = C^a \frac{100}{100 - W^a}. \quad (4.11)$$

На горючую массу:
с органической массы

$$C^r = C^o \frac{100 - S_k^r}{100}; \quad (4.12)$$

с сухой массы

$$C^r = C^c \frac{100}{100 - A^c}; \quad (4.13)$$

с рабочей массы

$$C^r = C^p \frac{100}{100 - (A^p + W^p)}; \quad (4.14)$$

с аналитической массы

$$C^c = C^a \frac{100}{100 - (A^a + W^a)} \cdot (4.15)$$

На органическую массу:

с горючей массы

$$C^o = C^r \frac{100}{100 - S_k^r}; \quad (4.16)$$

с сухой массы

$$C^o = C^c \frac{100}{100 - (S_k^c + A^c)}; \quad (4.17)$$

с рабочей массы

$$C^o = C^p \frac{100}{100 - (S_k^p + A^p + W^p)}; \quad (4.18)$$

с аналитической массы

$$C^o = C^a \frac{100}{100 - (S_k^a + A^a + W^a)} \cdot (4.19)$$

Пример. Элементарный состав угля характеризуется следующими данными, %: $C^r = 82$; $H^r = 5,4$; $O^r = 7,4$; $N^r = 2,3$; $S^r = 2,9$; $A^c = 27,0$; $W^p = 6,0$; $Q_v^r = 8147$ ккал/кг. $V^r = 34\%$. Пересчитать состав угля на рабочую массу.

$$A^p = A^c \frac{(100 - W^p)}{100} = \frac{27(100 - 6)}{100} = 25,38\%;$$

$$V^p = V^r \frac{[100 - (A^p + W^p)]}{100} = \frac{34[100 - (25,38 + 6,0)]}{100} = \frac{34 \cdot 68,62}{100} = 23,33\%;$$

$$Q_v^p = Q_v^r \frac{[100 - (A^p + W^p)]}{100} = \frac{8147[100 - (25,38 + 6,0)]}{100} = 5591 \text{ ккал/кг};$$

$$C^p = C^r \frac{[100 - (A^p + W^p)]}{100} = \frac{82 \cdot 68,62}{100} = 56,27\%.$$

$$H^p = H^r \frac{[100 - (A^p + W^p)]}{100}$$

$$= \frac{5,4 \cdot 68,62}{100} = 3,71\%;$$

$$N^p = N^r \frac{[100 - (A^p + W^p)]}{100} = \frac{2,3 \cdot 68,62}{100} = 1,58\%;$$

$$O^p = O^r \frac{[100 - (A^p + W^p)]}{100} = \frac{7,4 \cdot 68,62}{100} = 5,08\%;$$

$$S^p = S^r \frac{[100 - (A^p + W^p)]}{100} = \frac{2,9 \cdot 68,62}{100} = 2,0\%.$$

Теплота сгорания. Теплотой сгорания Q называется количество тепла, выделяющееся при полном сгорании 1 кг твердого или жидкого (или 1 м³ газообразного) топлива, взятого при нормальных или стандартных условиях. Различают высшую и низшую теплоту сгорания.

Высшая теплота сгорания Q_v — количество тепла, получаемое при полном сгорании 1 кг (или 1 м³) топлива с образованием воды.

Низшая теплота сгорания Q_n — количество тепла, получаемое при полном сгорании 1 кг (или 1 м³) топлива при условии, что вся влага, как имеющаяся в топливе, так и образующаяся, не конденсируется.

Как высшая, так и низшая теплота сгорания может быть отнесена к различным массам (рабочей, аналитической, сухой, горючей, органической). Разница между высшей и низшей теплотами сгорания рабочей массы, ккал/кг:

$$Q_v^p - Q_n^p = 6(W^p + 9H^p), \quad (4.20)$$

где W^p и H^p — даны в процентах.

Теплота сгорания может быть определена калориметрическим (сжигание навески топлива в калориметре) и расчетным методами. Формулы Менделеева для расчета высшей и низшей теплоты сгорания, ккал/кг:

$$Q_v^p = 81C^p + 300H^p - 26(O^p - S^p); \quad (4.21)$$

$$Q_n^p = 81C^p + 300H^p - 26(O^p - S^p) - 6(W^p + 9H^p). \quad (4.22)$$

Формулы пересчета высшей теплоты сгорания на низшую, ккал/кг, для каждой массы топлива:
рабочая масса

$$Q_n^p = Q_v^p - 6(9H^p + W^p); \quad (4.23)$$

аналитическая масса

$$Q_n^a = Q_v^a - 6(9H^a + W^a); \quad (4.24)$$

сухая масса

$$Q_n^c = Q_b^c - 54H^c; \quad (4.25)$$

горючая масса

$$Q_n^r = Q_b^r - 54H^r; \quad (4.26)$$

органическая масса

$$Q_n^o = Q_b^o - 54H^o. \quad (4.27)$$

Пересчет низшей теплоты сгорания, ккал/кг, при переходе с одной массы на другую:

$$Q_n^p = Q_n^c \frac{100 - W^p}{100} - 6W^p; \quad (4.28)$$

$$Q_n^p = Q_n^a \frac{100 - W^p}{100 - W^a} - 6(W^p - W^a); \quad (4.29)$$

$$Q_n^p = Q_n^r \frac{100 - (A^p + W^p)}{100} - 6W^p; \quad (4.30)$$

$$Q_n^p = Q_n^o \frac{100 - (S_k^p + A^p + W^p)}{100} - 6W^p + 26S_k^p, \quad (4.31)$$

где $26 S_k^p$ — тепло, выделяемое при сжигании колчеданной серы, ккал/кг.

На основе приведенных формул устанавливаются соотношения между Q_n^c , Q_n^a , Q_n^r , Q_n^o .

Тепловые эквиваленты. Тепловой эквивалент — отношение низшей теплоты сгорания натурального топлива к теплоте сгорания условного топлива, равной 7000 ккал/кг:

$$K = Q_n^p / 7000. \quad (4.32)$$

Перевод натурального топлива в условное:

$$B_{усл} = B_{нат} K, \quad (4.33)$$

где $B_{усл}$ — количество условного топлива, т; $B_{нат}$ — количество натурального топлива, т.

Средние тепловые эквиваленты K для перевода натурального твердого топлива в условное:

Уголь (без брикетов):

донецкий	0,886
подмосковный	0,378
кузнецкий	0,891
воркутинский	0,869
интинский	0,642
кизеловский	0,749
челябинский	0,506
свердловский	0,416
башкирский	0,273
черемховский	0,725
азейский	0,657
гусиноозерский	0,579
хакаский	0,748
канско-ачинский	0,485
приморский	0,473
ургальский	0,705

райчихинский	0,464
сахалинский	0,754
магаданский	0,742
якутский	0,803
норильский	0,702
тувинский	0,985
арктикуголь	0,745
львовско-волинский	0,831
карагандинский	0,789
экибастузский	0,611
узбекский	0,510
таджикский	0,579
киргизский	0,650
Кокс металлургический сухой	0,99
Коксик (в пересчете на сухую массу)	0,91
Коксовая мелочь (0—10 мм), в пересчете на сухую массу	0,88

Классификация углей. Ископаемые угли делятся на три основных типа: бурые, каменные и антрациты. К бурым углям (марка Б) относятся угли, у которых высшая теплота сгорания рабочей массы беззольного топлива не превышает 5700 ккал/кг. Бурые угли по содержанию в них рабочей влаги разделяются на три группы: Б1 — содержащие рабочую влагу более 40%, Б2 — от 30 до 40%, Б3 — до 30%.

К каменным углям относятся угли с высшей теплотой сгорания рабочей массы беззольного угля более 5700 ккал/кг и с выходом летучих $V_r > 9\%$. Каменные угли делятся на марки по выходу летучих веществ V_r и толщине пластического слоя Y . Нижний предел величины Y , выраженный в миллиметрах, ставится в качестве индекса к обозначению марки. Например, Г6 — га-

ТАБЛИЦА 4.3

МАРКИ КАМЕННЫХ УГЛЕЙ

Марка угля	Обозначение	Выход летучих веществ на горючую массу, %	Характеристика нелетучего остатка
Длиннопламенный	Д	36 и более	От порошкообразного до слабоспекшегося
Газовый	Г	35 и более	Спекшийся
Газовый жирный	ГЖ	Более 31 (до 37)	»
Жирный	Ж	24—37	»
Коксовый жирный	КЖ	25—33	»
Коксовый	К	17—33	»
Отощенный	ОС	14—27	»
спекающийся			
Тощий	Т	9—17	От порошкообразного до слабоспекшегося
Слабоспекающийся	СС	17—37	То же

зовый уголь с минимальной толщиной пластического слоя 6 мм. Числовые значения V^p и Y для угля одной и той же марки, но различных бассейнов или месторождений неодинаковы. Марки каменных углей представлены в табл. 4.3.

К полуантрацитам (ПА) и антрацитам (А) относят ископаемые угли с выходом летучих веществ менее 9%. Средняя теплота сгорания $Q^p_{\text{антрацитов}}$ 8100 ккал/кг, полуантрацитов — более 8350 ккал/кг.

При рассортировке по крупности угли разделяются на классы (табл. 4.4).

ТАБЛИЦА 4.4

РАЗДЕЛЕНИЕ УГЛЕЙ НА КЛАССЫ

Класс угля	Обозначение	Размер кусков, мм
Плита	П	>100
Крупный	К	50—100
Орех	О	25—50
Мелкий	М	13—25
Семечко	С	6—13
Штыб	Ш	<6
Рядовой	Р	Не ограничен

К условному обозначению марки приписываются условные обозначения класса, например бурый крупный — БК, антрацит семечко — АС.

Смесь различных по крупности классов обозначается следующим образом: БОМ — бурый орех с мелочью; БМСШ — бурый мелкий с семечком и штыбом и т. д.

Физико-химические характеристики углей по бассейнам и месторождениям приведены в специальной литературе.

Определение объемов воздуха, необходимого для сжигания твердого топлива, и продуктов сгорания. В соответствии с уравнениями горения горючих компонентов определяется количество кислорода $L^0_{O_2}$ для сжигания 1 кг топлива, кг/кг:

$$L^0_{O_2} = 0,01 (2,67C^p + S^p_F + 8H^p - O^p), \quad (4.34)$$

где C^p , S^p_F , H^p , O^p — содержание горючих элементов и кислорода, % на рабочую массу.

Теоретически необходимое количество сухого воздуха составит, кг/кг:

$$L^0 = \frac{2,67C^p + S^p_F + 8H^p - O^p}{100 \cdot 0,23} = \frac{1}{23} (2,67C^p + S^p_F + 8H^p - O^p) \quad (4.35)$$

$$\text{или } L^0 = \frac{1}{23} (2,67K^p + 8H^p - O^p), \quad (4.36)$$

где $K^p = C^p + 0,375 S^p_F$; $0,375 = 12:32$ — отношение количества кислорода, расходуе-

мого на горение 1 кг S^p_F , к количеству кислорода, расходуемого на горение 1 кг C^p .

Теоретический объем сухого воздуха (при $\alpha = 1$), $m^3/\text{кг}$:

$$V^0_B = \frac{1}{23 \cdot 1,298} (2,67K^p - O^p + 8H^p) = 0,0889K^p + 0,265H^p - 0,0333O^p. \quad (4.37)$$

Объем сухого воздуха при $\alpha > 1$, $m^3/\text{кг}$:

$$V_B = V^0_B \alpha, \quad (4.38)$$

где α — коэффициент избытка воздуха.

Суммарный объем продуктов сгорания, образующихся при полном сгорании топлива в стехиометрическом объеме воздуха, $m^3/\text{кг}$:

$$V^0_F = V^0_{CO_2} + V^0_{H_2O} + V^0_{SO_2} + V^0_{N_2} = V^0_{RO_2} + V^0_{H_2O} + V^0_{N_2}, \quad (4.39)$$

$$\text{где } V^0_{CO_2} = 0,01 \cdot 3,67C^p \times \frac{22,41}{44} = 0,01 \cdot 1,87C^p; \quad (4.40)$$

$$V^0_{SO_2} = 0,01 \cdot 2 \cdot S^p_F \times \frac{22,41}{64} = 0,01 \cdot 0,7S^p_F; \quad (4.41)$$

$$V^0_{RO_2} = V^0_{CO_2} + V^0_{SO_2} = 0,0187K^p; \quad (4.42)$$

$$V^0_{N_2} = 0,79V^0_B + \frac{N^p}{100} \times \frac{22,41}{28} = 0,79V^0_B + 0,008N^p. \quad (4.43)$$

При практических расчетах величиной 0,008 N^p можно пренебречь. Объем водяного пара в продуктах сгорания при условии содержания на 1 m^3 сухого воздуха 12,9 г влаги (1% по массе), имеющей объем 0,016 m^3 , $m^3/\text{кг}$:

$$V^0_{H_2O} = 0,01 (9H^p + W^p) \frac{22,41}{18} + 0,016V^0_B = 0,111H^p + 0,0124W^p + 0,016V^0_B. \quad (4.44)$$

Расчет объемов CO_2 и RO_2 с учетом потерь тепла вследствие механической неполноты сгорания топлива, $m^3/\text{кг}$:

$$V^0_{CO_2} = 1,87 \frac{C^p}{100} \frac{100 - q_4}{100};$$

$$V^0_{RO_2} = 1,87 \frac{K^p}{100} \frac{100 - q_4}{100}, \quad (4.45)$$

где q_4 — потери тепла от механической неполноты сгорания, %.

Суммарный объем влажных продуктов сгорания при заданном коэффициенте избытка воздуха с учетом потерь тепла вследствие механической неполноты сгорания q_4 , $m^3/\text{кг}$:

$$V_{\Gamma} = 0,0187K^p \frac{100 - q_4}{100} + (0,111H^p + 0,0124W^p + 0,016V_B) + 0,79V_B^0 \alpha + 0,21V_B^0 (\alpha - 1). \quad (4.46)$$

Содержание в продуктах сгорания избыточного кислорода, m^3/kg :

$$V_{O_2}^{изб} = 0,21V_B^0 (\alpha - 1). \quad (4.47)$$

Примечание. При точных расчетах, когда задается или определяется влажность воздуха, в соответствующих членах формул (4.44), (4.46), (4.60) и (4.61) коэффициент 0,016 заменяется на 0,00124 d_B , где d_B — влажность воздуха, $г/м^3$.

Температура горения. Температура горения топлива (твердого, жидкого, газообразного) зависит от состава топлива, теплоты сгорания, объема продуктов сгорания и условий сжигания.

Различают calorиметрическую температуру $t_{кал}$, жаропроизводительность t_{max} , теоретическую $t_{теор}$ и расчетную $t_{расч}$ температуры.

Calorиметрической температурой горения ($^{\circ}C$) называется максимальная температура, подсчитанная без учета диссоциации продуктов сгорания при условии, что все выделяющееся тепло расходуется на нагрев продуктов сгорания:

$$t_{кал} = \frac{Q_H^p + C_T t_T + V_B C_B t_B}{V_{\Sigma}^0 C_{пр.сг} + V_B^{изб} C_B^{изб}}, \quad (4.48)$$

где Q_H^p — теплота сгорания топлива; t_T — температура топлива; C_T — средняя теплоемкость топлива; V_B — объем воздуха, поступающего для сжигания 1 кг (или 1 m^3) топлива; t_B — температура воздуха, поступающего в топку; V_{Σ}^0 — суммарный объем неразбавленных продуктов сгорания 1 кг (или 1 m^3) топлива; $C_{пр.сг}$ — средневзвешенная теплоемкость неразбавленных продуктов сгорания в интервале от 0 до $t_{кал}$; $V_B^{изб}$ — объем избыточного воздуха, содержащегося в продуктах сгорания; $C_B^{изб}$ — средняя теплоемкость избыточного воздуха в интервале от 0 до $t_{кал}$; $t_{кал}$ — calorиметрическая температура горения.

Поскольку теплоемкость продуктов сгорания и избыточного воздуха зависит от $t_{кал}$, до которой они нагреты, подсчет производится по методу последовательных приближений.

Частный случай calorиметрической температуры — жаропроизводительность t_{max} , являющаяся важнейшей теплехимической характеристикой топлива. Жаропроизводительность — это calorиметрическая температура, соответствующая условиям сжигания при теоретическом расходе воздуха ($\alpha = 1$) и $t_T = t_B = 0^{\circ}C$.

Теоретическая температура горения $t_{теор}$ отличается от жаропроизводитель-

ности t_{max} тем, что при ее подсчете учитывается теплота $Q_{дисс}$, расходуемая на диссоциацию продуктов сгорания (CO_2 , H_2O), имеющую место при высоких температурах.

Расчетная температура, $^{\circ}C$, определяется для реальных условий сжигания, при которых учитывается диссоциация продуктов сгорания, содержание в них избыточного воздуха, подогрев воздуха и топлива:

$$t_{расч} = \frac{Q_H^p - Q_{дисс} + V_B C_B t_B + C_T t_T}{V_{\Sigma пр.сг}^0 C_{пр.сг} + V_B^{изб} C_B^{изб}}. \quad (4.49)$$

Действительная температура в топке или рабочем пространстве печи ниже расчетной. Ее значения зависят от величины отъема тепла из зоны горения.

3. Жидкое топливо

Состав. Теплотехнические характеристики.

Жидкое топливо состоит в основном из углеводородов различного строения и молекулярной массы. Исходными данными для теплотехнических расчетов являются результаты элементарного и технического анализов — содержание C, H, O, N, S, A, W.

Схема разделения состава такая же, как и для твердого топлива. Пересчет с одной массы на другую и расчеты горения производятся по тем же формулам, что и для твердого топлива. Теплота сгорания может определяться calorиметрическим методом и рассчитываться по формуле Менделеева. Состав, жаропроизводительность и теплотехнические характеристики различных видов жидкого топлива приведены в табл. 4.5 и 4.6.

Мазут. Основным видом жидкого топлива, применяемого для сжигания в котельных установках и промышленных печах, является мазут, представляющий собой тяжелые остатки термической переработки нефти.

Главные характеристики, определяющие качество мазута как топлива: теплота сгорания, элементарный состав, вязкость, температура застывания, температура вспышки, содержание смолистых веществ, воды и серы.

В настоящее время стандартизованы следующие виды мазутов:

- а) мазут флотский (марки Φ_5 и Φ_{12});
- б) мазут топочный (МТ); в зависимости от вязкости выпускают трех марок: 40, 100, 200; предназначен для отопления котлов и промышленных печей; в пределах марок различают по сортам: малосернистый, сернистый, высокосернистый; в зависимости от содержания парафина — обыкновенный и высокопарафиновый; в) мазут марки МП — топливо, применяемое для отопления мартеновских печей.

Технические требования для различных марок мазутов приведены в табл. 4.7.

ТАБЛИЦА 4.5

СОСТАВ И ЖАРОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ЖИДКОГО ТОПЛИВА

Топливо	Элементарный состав горючей массы, %				Содержание в рабочем топливе, %		Q_H^P , ккал/кг	$t_{\max}$, °C	В
	C ^r	H ^r	S ^r	O ^r + +N ^r	A ^p	W ^p			
Бензол	92,3	7,7	—	—	—	—	10030	2206	0,91
Бензин	85,0	14,9	0,05	0,05	—	—	10450	2080	0,86
Керосин	86,0	13,7	0,1	0,2	—	—	10250	2090	0,86
Соляровое масло	86,5	12,8	0,4	0,3	—	—	10100	2098	0,87
Мазут малосернистый влажностью, %:									
0	87,8	10,7	0,7	0,8	0	0	9700	2115	0,88
3	87,8	10,7	0,7	0,8	0,2	3	9370	2100	0,88
6	87,8	10,7	0,7	0,8	0,2	6	9060	2085	0,88
9	87,8	10,7	0,7	0,8	0,2	9	8750	2070	0,88
Мазут сернистый	84,0	11,5	4,0	0,5	0,3	3	9370	2100	0,87

Примечания: 1. Жаропроизводительность $t_{\max}$ приведена с учетом содержания в воздухе 1% влаги.

2. В — отношение объемов сухих и влажных продуктов сгорания, полученных при сжигании в теоретически необходимом объеме воздуха.

ТАБЛИЦА 4.6

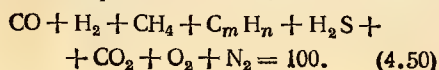
НЕКОТОРЫЕ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЖИДКОГО ТОПЛИВА

Топливо	W ^p , %	Q_H^P , ккал/кг	$V_{\text{сг}}$, м³/кг	$H_{\text{сг}}$, ккал/м³	$RO_{2\max}$, %
Бензин	0	10 450	10,68	980	14,8
Керосин	0	10 250	10,49	980	15,2
Дизельное автотракторное топливо	0	10 180	10,44	975	15,4
Соляровое масло	0	10 110	10,36	975	15,6
Моторное топливо	1,5	9 860	10,15	970	15,6
Мазут малосернистый марки:					
Ф ₅ , Ф ₁₂	1	9 760	10,20	965	15,7
40	2	9 500	10,0	965	15,9
100, МП	3	9 340	9,80	960	16,2
200	4	9 190	9,65	960	16,4
Мазут сернистый марки:					
40	1	9 450	9,95	970	15,9
100	2	9 300	9,78	970	16,0
200	2	9 150	9,64	965	16,2

4. Газообразное топливо

Состав горючих газов и определение теплоты сгорания. Газообразное топливо представляет собой смесь горючих и негорючих газов, содержащую некоторое количество примесей в виде водяных паров, смолы и пыли.

Состав сухого горючего газа, % (объемн.), выражается равенством, в котором горючие компоненты составляют горючую часть, а негорючие — балласт:



Содержание примесей (водяных паров, смолы, пыли) выражается в граммах на 1 м³ (г/м³) сухого газа. Все расчеты, связанные с газами, относятся к 1 м³ сухого газа при нормальных условиях.

Основные энергетические свойства технических горючих газов зависят от свойств и содержания в них простых газов — компонентов. Характеристика компонентов, входящих в состав технических искусственных и естественных горючих газов, представлена в табл. 4.8.

Теплота сгорания горючих газов принимается по данным calorиметрических определений. При отсутствии таких данных

ТАБЛИЦА 4.7

ТЕХНИЧЕСКИЕ УСЛОВИЯ НА МАЗУТ

Характеристика	Марка мазута					
	Φ_5	Φ_{12}	40	100	200	МП
Вязкость условная, °ВУ, не более:						
при 50 °С	5,0	12	—	—	—	—
» 80 °С	—	—	8,0	15,0	—	8—16
» 100 °С	—	—	—	—	6,9	—
Вязкость динамическая, П, не более:						
при 10 °С	17,0	—	—	—	—	—
» 0 °С	27,0	—	—	—	—	—
Зольность, %, не более	0,1	0,1	0,15	0,15	0,3	0,3
Содержание механических примесей, %, не более	0,1	0,15	1,0	2,5	2,5	2,5
Содержание воды, %, не более	1,0	1,0	2,0	2,0	1,0	2,0
Содержание серы, %, не более, в марках:						
Φ_5 , Φ_{12} , МП	2,0	0,8	—	—	—	0,5
40, 100, 200	—	—	0,5	0,5	0,5	—
в сернистых	—	—	2,0	2,0	2,0	—
в высокосернистых	—	—	3,5	3,5	3,5	—
Температура вспышки, °С, не ниже:						
в закрытом тигле	80	90	—	—	—	—
в открытом тигле	—	—	90	110	140	110
Температура застывания, °С, не выше:						
из беспарафиновых нефтей	—5	—8	+10	+25	+36	+25
из парафиновых нефтей	—	—	+25	+42	+42	—
Теплота сгорания низшая в пересчете на сухое топливо, ккал/кг:						
малосернистый и сернистый	—	—	9700	9650	9650	—
высокосернистый	—	—	9550	9500	9450	—
Плотность при 20 °С, не более	—	—	—	1,015	—	1,015
Содержание парафина	—	—	—	—	—	—

ТАБЛИЦА 4.8

ХАРАКТЕРИСТИКА ПРОСТЫХ ГАЗОВ, ВХОДЯЩИХ В СОСТАВ ГАЗООБРАЗНОГО ТОПЛИВА

Наименование газа	Химическая формула	Молекулярная масса	Плотность, кг/м³	Теплота сгорания, ккал/м³		Жаро-производительность, t _{max} , °С
				высшая	низшая	
Водород	H ₂	2,016	0,090	3 045	2 576	2 230
Оксид углерода	CO	28,010	1,250	3 016	3 016	2 370
Метан	CH ₄	16,042	0,717	9 497	8 555	2 030
Этилен	C ₂ H ₄	28,052	1,260	15 047	14 107	2 290
Этан	C ₂ H ₆	30,068	1,356	16 638	15 226	2 090
Пропилен	C ₃ H ₆	42,078	1,915	21 956	20 541	2 220
Пропан	C ₃ H ₈	44,094	2,004	23 680	21 795	2 105
Бутилен	C ₄ H ₈	56,104	—	28 994	27 111	2 195
Бутан	C ₄ H ₁₀	58,120	2,703	30 694	28 338	2 170
Ацетилен	C ₂ H ₂	26,030	1,171	13 855	13 385	2 620
Сероводород	H ₂ S	34,082	1,539	6 068	5 585	1 850
Азот	N ₂	28,016	1,250	—	—	—
Двуокись углерода	CO ₂	44,010	1,977	—	—	—
Кислород	O ₂	32,000	1,429	—	—	—

теплота сгорания 1 м³ сухого газа подсчитывается по формуле смешения, ккал/м³:

$$Q^c = 0,01 [Q_{H_2} H_2 + Q_{CO} CO + Q_{H_2S} H_2S + Q_{CH_4} CH_4 + \sum (Q_{C_m H_n} C_m H_n)], \quad (4.51)$$

где Q_{CO} , Q_{H_2} и т. д. — теплоты сгорания горючих компонентов, приведенных в табл. 4.8.

После подстановки в эту формулу значений теплот сгорания получим, ккал/м³:

$$Q_B^c = 30,2 CO + 30,5 H_2 + 95 CH_4 + 151 C_2 H_4 + 166 C_2 H_6 + 237 C_3 H_8 + 307 C_4 H_{10} + \dots; \quad (4.52)$$

$$Q_H^c = 30,2 CO + 25,7 H_2 + 85,5 CH_4 + 141 C_2 H_4 + 152 C_2 H_6 + 218 C_3 H_8 + 283 C_4 H_{10} + \dots, \quad (4.53)$$

где H_2 , CO и т. д. — содержания горючих компонентов в смеси, % (объемн.).

Определение объемов воздуха и продуктов сгорания при сжигании газообразного топлива. В соответствии со стехиометрическими реакциями горения простых газов расход кислорода для сжигания 1 м³ сухой газовой смеси составит, м³/м³:

$$V_{O_2}^0 = 0,01 \left[0,5 \left(CO + 0,5 H_2 + 2 CH_4 + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n + 1,5 H_2S - O_2 \right) \right]. \quad (4.54)$$

Объем сухого воздуха, необходимый для сжигания 1 м³ газа, м³/м³:

$$V_B^0 = 4,76 V_{O_2}^0, \quad (4.55)$$

а при сжигании с избытком воздуха ($\alpha > 1$), м³/м³:

$$V_B = V_B^0 \alpha. \quad (4.56)$$

Теоретический объем продуктов сгорания (V_r^0 , м³/м³), образовавшихся при сжигании 1 м³ газообразного топлива, включает объем сухих трехатомных газов (V_{RO_2} , м³/м³), объем азота воздуха и топлива ($V_{N_2}^0$, м³/м³), объем водяных паров от сгорания водорода и внесенных влагой газа и воздуха ($V_{H_2O}^0$, м³/м³):

$$V_r^0 = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0; \quad (4.57)$$

$$V_{RO_2} = 0,01 (CO + CH_4 + \sum C_m H_n + H_2S + CO_2); \quad (4.58)$$

$$V_{N_2}^0 = 0,79 V_B^0 + \frac{N_2}{100}; \quad (4.59)$$

$$V_{H_2O}^0 = 0,01 \left(H_2 + 2CH_4 + \sum \frac{n}{2} C_m H_n + H_2S + 0,124 d_r \right) + 0,016 V_B^0, \quad (4.60)$$

где d_r — содержание влаги в газе, г/м³.

При сжигании с избытком воздуха ($\alpha > 1$) объем водяных паров в продуктах сгорания составит, м³/м³:

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,016 V_B^0 (\alpha - 1), \quad (4.61)$$

а полный объем продуктов сгорания при $\alpha > 1$, м³/м³:

$$V_r = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O} + (\alpha - 1) V_B^0. \quad (4.62)$$

Примечание. При приближенных расчетах объемом водяных паров влаги воздуха можно пренебречь.

Природные горючие газы. Природный газ в пластовых условиях может находиться как в свободном, так и в растворенном в нефти состоянии. Растворенный в нефти газ называется попутным, так как добывается вместе с нефтью из одних и тех же скважин.

Горючая масса природных газов состоит из метана и его гомологов — этана, пропана, бутана и пентана; непредельные углеводороды в природном газе отсутствуют. В природных газах большинства месторождений СССР содержится незначительное количество балласта.

При глубине газового месторождения до 1000—1300 м основными горючими компонентами природного газа являются метан (около 99%) и этан (до 0,5%). Газы, добываемые с больших глубин, содержат больше тяжелых углеводородов — гомологов метана. Несмотря на различие теплоты сгорания у газов разных месторождений и горизонтов, жаропрочность их отличается незначительно — находится в пределах 2010—2030°С.

В табл. 4.9 приведены составы, относительная плотность по воздуху и теплота сгорания при нормальных условиях ($t = 0^\circ\text{C}$, $p = 760$ мм рт. ст.) природных газов некоторых месторождений СССР.

Для передачи природного газа на дальние расстояния служат магистральные газопроводы — комплекс сооружений из стальных трубопроводов, компрессорных станций, газораспределительных станций, аварийно-ремонтных пунктов, хранилищ газа, устройств связи и автоматики, защитных устройств (от почвенной коррозии и блуждающих токов) и некоторых других вспомогательных устройств и сооружений. Рабочее давление в газопроводах большой протяженности составляет 25—56 ат, но не более 64 ат.

Конечными сооружениями магистральных газопроводов и одновременно головными сооружениями городских и местных систем распределения газа являются газораспределительные станции (ГРС), выполняющие следующие функции: прием газа из магистральных газопроводов; очистку его от механических примесей; замер количества проходящего газа и установление его физических и химических параметров; ограничение давления газа до величин, допустимых в распределительных газопроводах, и поддержание давления для обеспечения нормального снабжения потребителей.

ТАБЛИЦА 4.9

СРЕДНИЙ СОСТАВ И ХАРАКТЕРИСТИКА ПРИРОДНЫХ ГАЗОВ НЕКОТОРЫХ
МЕСТОРОЖДЕНИЙ СССР

Месторождение	Состав газа, % (объемн.)								Относительная плотность по воздуху	Теплота сгорания, ккал/м³
	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂ + высшие	CO ₂	N ₂ + ред- кие	H ₂ S		
Северные месторождения										
Уренгойское; горизонт:										
Валанжин	92,5	2,0	0,66	0,50	0,15	0,33	3,7	Нет	0,600	8586
Юра	87,0	6,20	3,40	1,98	0,76	0,12	1,1	»	0,673	10014
Сеноман	98,8	0,07	—	—	0,01	0,29	0,8	»	0,561	8479
Медвежье; горизонт:										
Сеноман	99,2	0,12	—	—	0,01	0,01	0,6	»	0,558	8522
Валанжин	85,9	4,70	3,10	1,60	1,00	0,48	3,2	»	0,671	9606
Юра	63,7	10,20	12,60	7,60	3,60	0,70	1,8	»	0,760	13363
Заполярье	98,4	0,07	0,01	—	0,01	0,20	1,3	»	0,562	8447
Тазовское; горизонт:										
Сеноман	98,6	0,10	0,03	0,02	0,01	0,20	1,0	»	0,562	8511
Валанжин	93,1	2,10	0,28	0,06	0,15	0,40	3,2	»	0,585	8436
Юра	87,5	6,70	2,10	0,59	0,11	0,60	2,4	»	0,635	9155
Губкинское	98,4	0,13	0,01	0,005	0,01	0,15	1,3	»	0,573	8458
Комсомольское; горизонт:										
Сеноман	97,2	0,12	0,01	—	0,01	0,10	2,5	»	0,566	8350
Юра	94,5	2,10	0,50	0,10	0,10	0,20	1,6	»	0,577	8597
Вынгапуровское	95,1	0,32	—	—	—	0,19	4,3	»	0,575	8200
Юбилейное	98,4	0,07	0,01	—	—	0,40	1,1	»	0,563	8436
Месторождения Украинской ССР										
Щебелинское	92,2	4,10	1,00	0,36	0,33	0,10	2,0	Нет	0,607	8780
Ефремовское	93,2	3,90	0,81	0,28	0,18	0,20	1,4	»	0,597	8908
Кегичевское	93,2	3,30	1,40	0,25	0,18	0,60	1,3	»	0,605	8662
Солоховское	86,5	0,16	0,11	0,05	0,11	0,06	13,0	»	0,614	7513
Машевское	92,7	3,70	0,64	0,27	0,22	0,40	2,0	»	0,599	8812
Пролетарское	86,2	5,30	2,40	2,00	1,55	0,60	1,5	»	0,676	9885
Джанкойское	96,0	0,50	0,20	0,04	—	0,20	3,0	»	0,574	8350
Вергунское	84,6	3,40	1,00	0,36	0,29	1,30	9,0	»	0,642	8200
Среднеазиатские месторождения										
Ачакское; горизонт:										
Нижний мел	93,7	3,80	0,90	0,37	0,84	0,30	0,7	Нет	0,614	9230
Верхняя Юра	89,2	4,60	1,50	0,44	0,37	0,50	3,30	Сл.	0,624	8941
Гугуртли; горизонт:										
Нижний мел	51,4	4,20	1,10	0,33	0,25	0,70	1,9	0,17	0,612	8919
Верхняя Юра	92,4	3,80	0,80	0,29	0,19	1,00	1,3	0,19	0,606	8844
Нижняя Юра	89,7	4,50	1,20	0,46	0,26	0,50	3,0	0,01	0,616	8865
Наип	92,3	3,90	0,90	0,35	0,25	0,50	1,0	Следы	0,598	8898
Самантепинское	88,3	2,30	0,38	0,15	0,19	5,00	0,5	3,20	0,647	8113
Майское	97,7	0,70	0,10	0,02	—	0,90	1,0	Нет	0,575	8503
Шатлыкское	94,6	2,20	0,27	0,20	0,18	1,40	1,2	»	0,594	8468
Байрамалинское	97,3	1,20	0,10	0,10	0,01	0,50	0,9	»	0,572	8576
Газменское	94,7	3,70	0,12	0,29	0,11	0,40	1,1	Сл.	0,591	8833
Учкырское	92,5	4,40	1,00	0,33	0,12	0,30	1,1	0,02	0,600	8960
Северо-Мубарекское	92,1	4,10	1,10	1,42	0,61	1,10	1,2	0,27	0,648	9402
Месторождения других районов										
Оренбургское	92,7	2,20	0,80	0,22	0,15	0,20	1,1	2,60	0,603	8747
Покровское	65,3	4,90	2,10	0,90	0,50	0,30	26,0	Нет	0,734	7256
Северо-Ставропольское	98,7	0,33	0,12	0,04	0,01	0,10	0,7	»	0,562	9187

Месторождение	Состав газа, % (объемн.)								Относительная плотность по воздуху	Теплота сгорания, ккал/м³
	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂ + выше	CO ₂	N ₂ + прочие	H ₂ S		
Мессояхское	97,6	0,10	0,03	0,01	0,01	0,60	1,6	Нет	0,568	8382
Соленинское	95,8	2,90	0,07	0,20	0,15	0,40	0,5	»	0,582	8780
Березовское	94,8	1,20	0,30	0,10	0,06	0,50	3,0	»	0,583	8425
Вуктымское	81,8	8,80	2,80	0,94	0,30	0,30	5,1	»	0,670	9370
Вай-Вожское	84,4	5,20	1,30	0,43	0,15	0,18	8,2	»	0,637	8500

Для снижения давления газа после ГРС в системе распределения по потребителям служат газорегулировочные пункты (ГРП).

На ГРП автоматически поддерживается на необходимом уровне давление и замеряется расход газа.

Глава 5 ТОПЛИВОСЖИГАЮЩИЕ УСТРОЙСТВА

1. Расчеты горения топлива

Расчеты горения топлива выполняют при проектировании и контроле действующих установок [1]. Расчетом определяют теплоту сгорания топлива, расход воздуха, количество и состав продуктов сгорания (дыма) и температуры горения. Если теплота сгорания топлива известна [2—5], то расчет горения топлива может быть основан на этой величине. Исходными данными для расчета являются вид топлива, конструкция топливосжигающего устройства, влияющая на выбор коэффициента расхода воздуха α , а также температуры подогрева воздуха и топлива.

Вычислить расход воздуха и количество продуктов сгорания можно по табл. 5.1, в которой расход пара (сжатого воздуха) на распыление мазута обозначен через W_{ϕ} (кг/100 кг мазута). Коэффициент K представляет собой отношение объемных содержаний азота и кислорода в дуте; для атмосферного воздуха $K = 3,76$.

В большинстве случаев при вычислении объемов воздуха и продуктов сгорания влажностью воздуха можно пренебречь.

Теоретическую и балансовую температуру горения [6] можно определить с помощью $H-t$ -диаграммы по известным значениям энтальпии и содержанию воздуха в продуктах сгорания (рис. 5.1, 5.2).

При использовании природного газа в печах для безокислительного нагрева металла производят расчет неполного сгорания топлива. Процесс характеризуется хорошей подготовкой смеси газа и воздуха, а также высокой температурой (1200—1400°С) [7].

Объемы газов измеряют при 0°С и давлении 760 мм рт. ст.

Пример 1. Определить расход воздуха и состав продуктов сгорания мазута, имеющего следующий состав, %: С_р 85,5;

Н_р 11; S_р 0,5; O_р 0,3; N_р 0,6; A_р 0,1; W_р 2. Требуется также вычислить теоретическую и балансовую температуры горения,

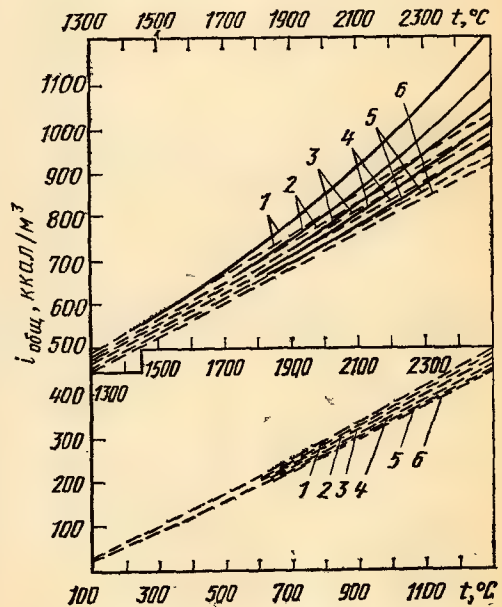


Рис. 5.1. Зависимость энтальпии продуктов сгорания мазута, каменного угля, антрацита, кокса от температуры. Объем продуктов сгорания $V_{г}$, %:

1 — 0 (без воздуха); 2 — 20; 3 — 40; 4 — 60; 5 — 80; 6 — 100 (чистый воздух)

если температура подогрева воздуха $t_{в} = 300^{\circ}\text{C}$.

Мазут распыляется паром, расход которого $W_{\phi} = 50$ кг/кг мазута. Коэффициент расхода воздуха $\alpha = 1,2$.

ФОРМУЛЫ РАСЧЕТА ПОЛ

Низшая теплота сгорания рабочего топлива, ккал/кг (ккал/м³)

Расход кислорода на горение при $\alpha=1$

Расход сухого воздуха

$\alpha=1$

$\alpha>1$

Твердое

$$Q_H^p = 81C^p + 246H^p - 26(O^p - S^p) - 6W^p$$

$$V_{O_2} = 0,01 [1,867C^p + 5,6H^p + 0,7(S^p - O^p)]$$

$$L_0 = (1 + k) V_{O_2}$$

$$L_\alpha = \alpha L_0$$

Газообразное

$$Q_H^p = 30,5CO + 26H_2 + 86CH_4 + 41C_2H_4 + 132,5C_2H_2 + 152C_2H_6 + 218C_3H_8 + 283C_4H_{10} + 350C_6H_{12} + 56H_2S$$

$$V_{O_2} = 0,01 [0,5(CO + H_2 + 3H_2S) + (m + \frac{n}{4}) \times \Sigma C_m H_n - O_2]$$

$$L_0 = (1 + k) V_{O_2}$$

$$L_\alpha = \alpha L_0$$

Примечание. Расход кислорода и воздуха, а также объемов дан в м³/кг

Расход кислорода на горение: $V_{O_2} = 0,01 [1,867 C^p + 5,6 H^p + 0,7 (S^p - O^p)] = 0,01 [1,867 \cdot 85,5 + 5,6 \cdot 11 + 0,7 (0,5 - 0,3)] = 2,214$ м³/кг.

Теоретический расход воздуха: $L_0 = (1 + k) V_{O_2} = 4,76 \cdot 2,214 = 10,055$ м³/кг.

Действительный расход воздуха: $L_\alpha = \alpha L_0 = 1,2 \cdot 10,055 = 12,66$ м³/кг.

Объемы отдельных составляющих продуктов сгорания, м³/кг:

$$V_{CO_2} = 0,01 \cdot 1,867 C^p = 0,01 \cdot 1,867 \cdot 85,5 = 1,597;$$

$$V_{H_2O} = 0,01 [11,2 H^p + 1,24 (W^p + W_\phi)] = 0,01 (11,2 \cdot 11 + 1,24 \cdot 52) = 1,879;$$

$$V_{SO_2} = 0,007 S^p = 0,007 \cdot 0,5 = 0,0035;$$

$$V_{O_2} = (\alpha - 1) V_{O_2} = 0,2 \cdot 2,214 = 0,4428 \approx 0,443;$$

$$V_N = 0,01 \cdot 0,8 N^p + \alpha k V_{O_2} = 0,008 \cdot 0,6 + 1,2 \cdot 3,76 \cdot 2,214 = 9,995.$$

Суммарный объем продуктов сгорания: $V_\alpha = 1,597 + 1,879 + 0,003 + 0,443 + 9,995 = 13,92$ м³/кг.

При расчетах расхода воздуха и объема продуктов сгорания не учтен химический недожог, который вследствие его малой величины незначительно повлияет на вычисленные величины L_α и V_α .

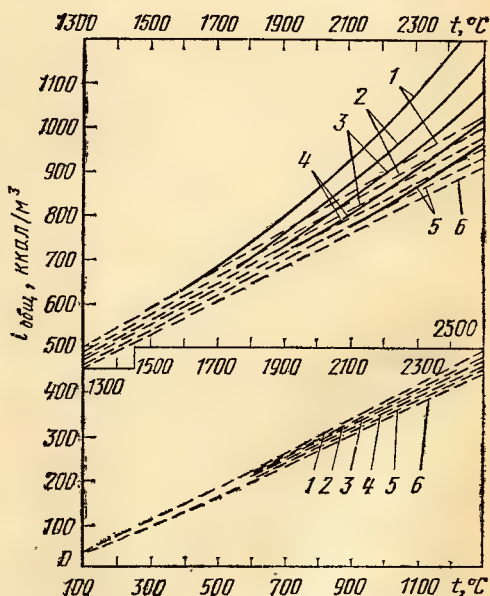


Рис. 5.2. Зависимость энтальпии продуктов сгорания природного и коксового газов $i_{\text{общ}}$ от температуры ($1-6$ — см. на рис. 5.1)

Состав продуктов сгорания вычисляем по формуле: $X = (V_x / V_\alpha) \cdot 100\%$.

Результаты вычислений приведены ниже:

НОГО СГОРАНИЯ ТОПЛИВА

Разность между объемами продуктов сгорания и воздуха	Объемы составляющих продуктов сгорания	Объем продуктов сгорания при $\alpha > 1$
--	--	---

и жидкое топливо

$\Delta V = S_1 - \frac{S_2}{1000} \text{CP} - 0,0124 \times (W_p - W_{2p})$	$\begin{aligned} V_{RO_2} &= 0,01 (186,7\text{CP} + 0,7\text{Sp}); \\ V_{H_2O} &= 0,01 (11,2\text{HP} + 1,244 (W^o + W_{\Phi})); \\ V_{N_2} &= 0,008\text{NP} + k\text{N}_{O_2}; \\ V_{O_2} &= (\alpha - 1) V_{O_2} \end{aligned}$	$\begin{aligned} V_{\alpha} &= V_{RO_2} + V_{H_2O} + V_{O_2}; \\ V_{\alpha} &= L_{\alpha} + \Delta V \end{aligned}$
--	--	---

топливо

$\Delta V = S_1 - \frac{S_2}{1000} \text{CP} - 0,0124 \times (W_p - W_{2p})$	$\begin{aligned} V_{RO_2} &= 0,01 (\text{CO}_2 + 5\text{O}_2 + \text{CO} + \text{H}_2\text{S} + m\Sigma C_m \text{H}_n); \\ V_{H_2O} &= 0,01 (\text{H}_2\text{O} + \text{H}_2 + \text{H}_2\text{S} + \frac{n}{2} \times \Sigma C_m \text{H}_n); \\ V_{N_2} &= 0,01\text{N}_2 + kV_{O_2}; \\ V_{O_2} &= (\alpha - 1) V_{O_2} \end{aligned}$	$\begin{aligned} V_{\alpha} &= V_{RO_2} + V_{H_2O} + V_{O_2}; \\ V_{\alpha} &= L_{\alpha} + \Delta V \end{aligned}$
--	--	---

(м³/м³).

Компоненты, %	CO ₂	H ₂ O	SO ₂	O ₂	N ₂
Продукты сгорания:					
влажные .	11,48	13,50	0,02	3,18	71,82
сухие . . .	13,27	—	0,03	3,68	83,02

По данным рис. 5.1 и 5.2 (сплошные линии) при $H_{\text{общ}} = 777$ ккал/м³ и $V_L = 18,7\%$ находим, что $t_{\tau} = 1945^{\circ}\text{C}$.

При определении балансовой температуры горения химическая энтальпия

Плотность продуктов сгорания (дыма):

$$\rho = \frac{44\text{CO}_2 + 18\text{H}_2\text{O} + 28\text{N}_2 + 32\text{O}_2 + 64\text{SO}_2}{22,4 \cdot 100} = \frac{44 \cdot 11,48 + 18 \cdot 13,5 + 28 \cdot 71,82 + 32 \cdot 3,18 + 64 \cdot 0,02}{22,4 \cdot 100} = 1,28 \text{ кг/м}^3.$$

Теплота сгорания мазута: $Q_H^p = 81 \text{ CP} + 246 \text{ HP} - 26 (\text{OP} - \text{SP}) - 6 \text{ WP} = 81 \cdot 85,5 + 246 \cdot 11 - 26 (0,3 - 0,5) - 6 \cdot 2 = 9650$ ккал/кг.

Определим теоретическую температуру горения. В этом случае $H_x = 9650/13,92 = 693$ ккал/м³.

С помощью данных рис. 5.1 и 5.2 вычислим $H_{\text{воз}}$. Так как $L_{\alpha}/V_{\alpha} = 12,65/13,92 = 0,908$, $t_{\text{воз}} = 300^{\circ}\text{C}$, то $H_{\text{воз}} = 0,908 \cdot 92 = 84$ ккал/м³. Поэтому $H_{\text{общ}} = H_x + H_{\text{воз}} = 693 + 84 = 777$ ккал/м³. Содержание воздуха в продуктах сгорания:

$$V_L = \frac{L_{\alpha} - L_0}{V_{\alpha}} 100 = \frac{12,65 - 10,055}{13,92} 100 = 18,7\%.$$

$$H_{\alpha} = \frac{(1 - q_3/Q_H^p) Q_H^p}{V_{\alpha}} = \frac{(1 - 0,03) \cdot 9650}{13,92} = 672 \text{ ккал/м}^3.$$

Энтальпия подогретого воздуха не изменилась и равна 84 ккал/м³. Поэтому $H_{\text{общ}} = H_x + H_{\text{воз}} = 672 + 84 = 756$ ккал/м³; $t_{\alpha}^6 = 1895^{\circ}\text{C}$.

Пример 2. Вычислить расход воздуха, количество и состав продуктов сгорания природного газа, если известно, что газ сухой и имеет следующий состав, %: CH₄ 95,82; C₂H₆ 2,04; C₃H₈ 1,02; C₄H₁₀ 0,41; CO₂ 0,2; N₂ 0,51. Содержание влаги в сухом газе $q_{\text{H}_2\text{O}} = 15,55$ г/м³. Необходимо также вычислить теоретическую и балансовую температуры горения при условии, что темпе-

ратуры подогрева газа и воздуха равны 300 °С. Газ сжигается в горелках с частичным предварительным перемешиванием, коэффициент расхода воздуха $\alpha = 1,1$.

Состав влажного газа при $q_{H_2O}^{с.газ} = 15,55 \text{ г/м}^3$ следующий.

Содержание водяных паров в газе: $C_{H_2O} = 100 / (803,6 / q_{H_2O}^{с.газ} + 1) = 100 / 52,7 = 1,9 \%$. В результате получаем:

$$C_{CH_4}^{в.г} = C_{CH_4}^{с.газ} - \frac{100 - H_2O}{100} = 95,82 \times \frac{100 - 1,9}{100} = 94 \%$$

После пересчета влажный газ имеет следующий состав, %:

CH_4 94; C_2H_6 2; C_3H_8 1; C_4H_{10} 0,4; CO_2 0,2; N_2 0,5; H_2O 1,9.

Расход кислорода на горение:

$$V_{O_2} = 0,01 (m + n/4) \sum C_m H_n = 0,01 (2CH_4 + 3,5C_2H_6 + 5C_3H_8 + 6,5C_4H_{10}) = 0,01 (2,94 + 3,5 \cdot 2 + 5 \cdot 1 + 6,5 \cdot 0,4) = 2,026 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Теоретический расход воздуха: $L_0 = (1 + k) V_{O_2} = 4,76 \cdot 2,026 = 9,65 \text{ м}^3/\text{м}^3$.

Действительный расход воздуха: $L_\alpha = \alpha L_0 = 1,1 \cdot 9,65 = 10,62 \text{ м}^3/\text{м}^3$.

Объемы отдельных составляющих продуктов сгорания, $\text{м}^3/\text{м}^3$ газа:

$$V_{CO_2} = 0,01 (CO_2 + m \sum C_m H_n) = 0,01 (CO_2 + CH_4 + 2C_2H_6 + 3C_3H_8 + 4C_4H_{10}) = 0,01 (0,2 + 94 + 2 \cdot 2 + 3 \cdot 1 + 4 \cdot 0,4) = 2,019;$$

$$V_{H_2O} = 0,01 \left(\frac{n}{2} \sum C_m H_n + H_2O \right) = 0,01 (2CH_4 + 3C_2H_6 + 4C_3H_8 + 5C_4H_{10} + 1,9) = 0,01 (2 \cdot 94 + 3 \cdot 2 + 4 \cdot 1 + 5 \cdot 0,4 + 1,9) = 2,019;$$

$$V_{N_2} = 0,01 N_2 + \alpha k V_{O_2} = 0,005 + 1,1 \cdot 3,76 \cdot 2,026 = 8,385;$$

$$V_{O_2} = (\alpha - 1) V_{O_2} = 0,1 \cdot 2,026 = 0,203.$$

Общее количество продуктов сгорания (дыма): $V_\alpha = V_{CO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} + V_{O_2} = 1,028 + 2,019 + 8,385 + 0,203 = 11,635 \text{ м}^3/\text{м}^3$.

Состав продуктов сгорания (дыма): $CO_2 = (V_{CO_2} / V_\alpha) 100 = (1,028 / 11,635) 100 = 8,83 \%$; $H_2O = (2,019 / 11,635) 100 = 17,32 \%$; $N_2 = (8,385 / 11,635) \cdot 100 = 72,10 \%$; $O_2 = 1,75 \%$.

Плотность продуктов сгорания: $\rho_d =$

$$= \frac{(44CO_2 + 28N_2 + 18H_2O + 32O_2)}{(22,4 \cdot 100)} \times \frac{(44 \cdot 8,83 + 28 \cdot 72,10 + 18 \cdot 17,32 + 32 \cdot 1,75)}{(22,4 \cdot 100)} = 1,23 \text{ кг/м}^3.$$

Теплота сгорания газа: $Q_H^p = 86 CH_4 + 152 C_2H_6 + 218 C_3H_8 + 283 C_4H_{10} = 86 \cdot 94 + 152 \cdot 2 + 218 \cdot 1 + 283 \cdot 0,4 = 8084 + 304 + 218 + 113 = 8719 \text{ ккал/м}^3$.

Химическая энтальпия продуктов сгорания без учета химического недожога: $H_x = Q_H^p / V_\alpha = 8719 / 11,635 = 749 \text{ ккал/м}^3$. При 300 °С энтальпия воздуха равна 94,38 ккал/м³.

Средняя теплоемкость газа: $C = 0,01 [0,4505 CH_4 + 0,596 (C_2H_6 + C_3H_8 + C_4H_{10}) + 0,4449 CO_2 + 0,3121 N_2 + 0,3864 H_2O] = 0,01 [0,4505 \cdot 94 + 0,596 \cdot 3,4 + 0,4449 \cdot 0,2 + 0,3121 \cdot 0,5 + 0,3864 \cdot 1,9] = 0,4536 \text{ ккал/(м}^3 \cdot ^\circ\text{C)}$.

Энтальпия продуктов сгорания без учета химического недожога: $H_{общ} = H_x + 136 (1/V_\alpha) + 94,38 (L_\alpha / V_\alpha) = 749 + 11,7 + 86,2 = 847 \text{ ккал/м}^3$.

Химическая энтальпия продуктов сгорания с учетом химического недожога:

$$H_x = [(1 - 0,02) Q_H^p] / V_\alpha = 0,98 \cdot 8719 / 11,635 = 734 \text{ ккал/м}^3.$$

Общая энтальпия с учетом химического недожога: $H_{общ}^p = 734 + 11,7 + 86,2 = 832 \text{ ккал/м}^3$.

Содержание воздуха в продуктах сгорания: $V_\alpha = [(L_\alpha - L_0) 100] / V_\alpha = [(10,63 - 9,65) / 11,635] 100 = 8,4 \%$.

По данным рис. 5.1 и 5.2 находим: $t_\tau^\alpha = 2090^\circ\text{C}$; $t_\tau^b = 2110^\circ\text{C}$.

Пример 3. Выполнить расчет горения смеси природного газа и мазута. Природный газ имеет следующий состав, %: CH_4 95,82; C_2H_6 2,04; C_3H_8 1,08; C_4H_{10} 0,41; CO_2 0,2; N_2 0,51. Содержание влаги в сухом газе $q_{H_2O}^{с.газ} = 15,55 \text{ г/м}^3$. Состав мазута, %: C^p 85,5; H^p 11; S^p 0,5; O^p 0,3; N^p 0,6; A^p 0,1; W^p 2.

Доля мазута по теплу составляет 11,13 %. Газ сжигается с коэффициентом расхода воздуха $\alpha = 1,1$, мазут с $\alpha = 1,2$. Мазут распыляется природным газом. Температура подогрева воздуха 500 °С.

Так как теплота сгорания газа равна 8719 ккал/м³, то доля мазута по теплу должна составить $0,1113 \cdot 8719 = 970 \text{ ккал}$.

Это количество тепла может быть получено при сжигании 0,1 кг мазута, так как его теплота сгорания (см. пример 1) равна 9650 ккал/кг. В этом случае объем газа $= (8719 - 970) / 8719 = 0,888 \text{ м}^3$. На горение 1 м³ газа расходуется 10,62 м³ воздуха (см. пример 2). На горение 0,888 м³ газа израсходовано воздуха $0,888 \cdot 10,62 = 9,43 \text{ м}^3$.

На горение 0,1 кг мазута с $\alpha = 1,2$ израсходовано $0,1 L_\alpha = 0,1 \cdot 12,66 = 1,266 \text{ м}^3$ воздуха. Поэтому суммарный расход воздуха на горение 0,88 м³ природного газа и 0,1 кг мазута составит $9,43 + 1,265 = 10,695 \text{ м}^3$.

При горении 1 м³ газа образуется 11,635 м³ продуктов сгорания, состоящих из 8,83 % CO_2 ; 17,32 % H_2O ; 72,10 % N_2 ; 1,75 % O_2 (см. пример 2).

При горении 0,888 м³ газа объем продуктов сгорания равен: $11,635 \cdot 0,888 = 10,35 \text{ м}^3$.

Условия сжигания мазута по сравнению с примером 1 несколько изменились вследствие замены распылителя. Поэтому расчет горения мазута необходимо провести заново, отнся все объемы к 0,1 кг мазута.

Объем CO_2 , получающийся при горении 0,1 кг мазута: $V_{\text{CO}_2} = 0,001 \cdot 1,867 \text{ С}^p = 0,001 \cdot 1,867 \cdot 85,5 = 0,1597 \text{ м}^3$.

Объем водяного пара: $V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,01(11,2 \text{ Н}^p + 1,24 \text{ W}^p) = 0,01(11,2 \cdot 11 + 1,24 \cdot 2) = 0,1255 \text{ м}^3$.

Объем SO_2 : $V_{\text{S}_2\text{O}} = 0,0007 \text{ С}^p = 0,0007 \times 0,5 = 0,00035 \text{ м}^3$.

Объем азота: $V_{\text{N}_2} = 0,1(akV_{\text{O}_2} + 0,008 \text{ Н}^p) = 0,1(1,2 \cdot 3,76 \cdot 2,214 + 0,008 \times 0,6) = 0,9995 \text{ м}^3$.

Объем кислорода в продуктах сгорания мазута: $V_{\text{O}_2} = 0,1(\alpha - 1)2,214 = 0,1 \cdot 0,2 \times 2,214 = 0,0443 \text{ м}^3$.

Суммируя объем SO_2 с объемом CO_2 , вычисляем объем и состав продуктов сгорания смеси природного газа с мазутом:

$$V_{\text{CO}_2} = 10,35 \cdot 0,883 + 0,1597 + 0,0003 = 1,076 \text{ м}^3;$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 10,35 \cdot 0,1732 + 0,1255 = 1,881 \text{ м}^3;$$

$$V_{\text{N}_2} = 10,35 \cdot 72,10 + 0,9995 = 8,454 \text{ м}^3;$$

$$V_{\text{O}_2} = 10,35 \cdot 0,0175 + 0,0443 = 0,224 \text{ м}^3.$$

$$\Sigma = 11,635 \text{ м}^3.$$

Продукты сгорания имеют следующий состав, % (объемн.): CO_2 9,24; H_2O 16,15; N_2 72,69; O_2 1,92; $\Sigma = 100$.

Плотность продуктов сгорания (дыма):

$$\rho_d = \frac{(44 \cdot 9,24 + 18 \cdot 16,15 + 28 \cdot 72,69 + 32 \cdot 1,92)}{22,4 \cdot 100} = 1,25 \text{ кг/м}^3.$$

Химическая энтальпия газов без учета недожога: $H_x = Q_{\text{H}}^p / V_{\alpha} = (8719 \cdot 0,888 + 0,1 \times 9650) / 11,635 = 748 \text{ ккал/м}^3$.

При температуре подогрева $t_h = 500^\circ\text{C}$ энтальпия подогретого воздуха равна 163 ккал/м³.

При вычислении энтальпии продуктов сгорания можно пренебречь физическим теплом подогретого мазута.

Общая энтальпия продуктов сгорания: а) без учета недожога

$$H_{\text{общ}} = H_x + H_{\text{воз}} (L_{\alpha} / V_{\alpha}) = 748 + 163 (10,695 / 11,663) = 748 + 149 = 897 \text{ ккал/м}^3;$$

б) с учетом недожога:

$$H_x = \frac{(1 - 0,03) Q_{\text{H}}^p}{V_{\alpha}} = \frac{0,97 \cdot 8707}{11,635} = 725 \text{ ккал/м}^3;$$

$$H_{\text{общ}}^6 = 725 + 149 = 874 \text{ ккал/м}^3.$$

Содержание воздуха в продуктах сгорания:

$$V_L = \frac{V_{\text{O}_2} \cdot 4,76}{V_{\alpha}} 100 = \frac{0,224 \cdot 4,76}{11,635} 100 = 9,6 \ %.$$

При определении температур горения воспользуемся данными рис. 5.1 и 5.2 для природного газа, так как он вносит в процесс горения основную часть тепла. В этом случае $t_{\alpha}^x = 2180^\circ\text{C}$; $t_{\alpha}^y = 2210^\circ\text{C}$.

Пример 4. Определить состав продуктов неполного сгорания природного газа при $\alpha = 0,5$.

Состав сухого газа, следующий, %: CO_2 0,1; CH_4 98; C_2H_6 0,4; C_3H_8 0,2; N_2 1,2.

$Q_{\text{H}}^p = 7860 \text{ ккал/м}^3$. Температуру камеры сгорания принять равной 1300°C .

Расход воздуха на 100 м³ газа: $V_{\alpha} = 4,76 \alpha [0,5 \text{ CO} + 0,5 \text{ H}_2 + 2 \text{ CH}_4 + \Sigma(m + n/4) \text{ C}_m\text{H}_n + 1,5 \text{ H}_2\text{S} - \text{O}_2] = 4,76 \cdot 0,5 (2 \times 98 + 3,5 \cdot 0,4 - 5 \cdot 0,2) = 472,2 \text{ м}^3$.

Количество азота N_2 в защитном газе: $\text{N}_2 = 0,79 \cdot 472,2 = 373,18 \text{ м}^3$.

В 100 м³ ставропольского газа содержится газов, м³: CO_2 0,1; CH_4 98; C_2H_6 0,4; C_3H_8 0,2; N_2 1,2 м³.

В результате полного сгорания получаем: $x \text{ м}^3 \text{ CO}_2$; $y \text{ м}^3 \text{ CO}$; $z \text{ м}^3 \text{ H}_2\text{O}$; $u \text{ м}^3 \text{ H}_2$; $373,18 \text{ м}^3 \text{ N}_2$.

Составим четыре уравнения с четырьмя неизвестными. По материальному балансу углерода:

$$x + y = \text{CO}_2 + \text{CH}_4 + 2\text{C}_2\text{H}_6 + 3\text{C}_3\text{H}_8;$$

$$x + y = 0,1 + 98 + 2 \cdot 0,4 + 3 \cdot 0,2 = 99,5 \text{ м}^3.$$

По балансу водорода:

$$2z + 2u = 4\text{CH}_4 + 6\text{C}_2\text{H}_6 + 8\text{C}_3\text{H}_8;$$

$$2z + 2u = 4 \cdot 98 + 6 \cdot 0,4 + 8 \cdot 0,2 = 396 \text{ м}^3.$$

По балансу кислорода:

$$2x + y + z = 2\text{CO}_2 + 2 \cdot 0,21 V_{\text{воз}};$$

$$2x + y + z = 2 \cdot 0,1 + 2 \cdot 0,21 \cdot 472,2 = 198,2 \text{ м}^3,$$

0,21 — содержание кислорода в воздухе.

Константа равновесия водяного газа:

$$k_c^v = (\text{CO}_2 \cdot \text{H}_2) / (\text{CO} \cdot \text{H}_2\text{O}) = xu / yz, \text{ значение константы равновесия при } 1300^\circ\text{C} \ k_c^v = 0,327 [7].$$

Итак,

$$x + y = 99,5; \quad 2z + 2u = 396;$$

$$2x + y + z = 198,2; \quad xu / yz = 0,327.$$

Решаем систему уравнений:

$$x = 99,5 - y; \quad u = 198 - z; \quad 2(99,5 - y) + y + z = 198,2; \quad y - z = 0,8; \quad y = z + 0,8.$$

Подставляем в четвертое уравнение значения x, u, y :

$$[(99,5 - y) \cdot (198 - z)] / [(0,8 + z) \cdot z] = 0,327; \\ [(99,5 - 0,8 - z) \cdot (198 - z)] / [(0,8 + z) \cdot z] = 0,327.$$

Получаем уравнения:

$$z^2 - 440,8z + 29\,038 = 0;$$

$$\begin{aligned} z &= 220,4 \pm \sqrt{48\,400 - 29\,038} = \\ &= 220,4 \pm 139; \quad z = 220,4 - 139 = 81,4; \\ u &= 198 - 81,4 = 116,6; \quad y = 0,8 + 81,4 = \\ &= 82,2; \quad x = 99,5 - 82,2 = 17,3. \end{aligned}$$

Объем продуктов неполного сгорания, отнесенный к 1 м³ газа при $\alpha=0,5$, следовательно, равен, м³/м³: $V_{CO_2}=0,173$; $V_{CO}=0,822$; $V_{H_2O}=0,814$; $V_{H_2}=1,166$; $V_{N_2}=3,73$. Общий выход газов $V_{газ}=6,70$ м³/м³. Состав газа следующий, %: CO_2 2,6; CO 12,3; H_2O 12,1; H_2 17,6; N_2 55,4.

Пример 5. Выполнить расчет горения угля.

Расчетный состав сырого топлива следующий, %: W^p 34,5; $А^p$ 13,1; Sp 1,3; $С^p$ 39,8; H^p 2,0; N^p 0,2; O^p 9,1.

Необходимо вычислить теоретическую и балансовую температуры горения при условии, что температура подогрева воздуха равна 300 °С. Коэффициент расхода воздуха $\alpha=1,2$.

$$\begin{aligned} \text{Теплота сгорания угля: } Q_H^p &= 81 C^p + \\ &+ 246 H^p - 26(O^p - Sp) - 6 W^p = 81 \cdot 39,8 + \\ &+ 246 \cdot 2 - 26(9,1 - 1,3) - 6 \cdot 34,5 = 3306 \text{ ккал/кг.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Расход кислорода на горение: } V_{O_2} &= \\ &= 0,01[1,867 C^p + 5,6 H^p + 0,7(Sp - O^p)] = \\ &= 0,01[1,867 \cdot 39,8 + 5,6 \cdot 2 + 0,7(1,3 - 9,1)] = \\ &= 0,8 \text{ м}^3/\text{кг.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Объем кислорода в продуктах сгорания: } V_{O_2} &= (\alpha - 1)0,01[1,867 C^p + 5,6 H^p + 0,7 \times \\ &\times (Sp - O^p)] = (1,2 - 1)0,01 \cdot 1,867 \cdot 39,8 + \\ &+ 5,6 \cdot 2 + 0,7(1,3 - 9,1) = 0,16 \text{ м}^3/\text{кг.} \end{aligned}$$

Объемы составляющих продуктов сгорания:

$$\begin{aligned} V_{RO_2} &= 0,01(1,867 C^p + 0,7 Sp) = \\ &= 0,01(1,867 \cdot 39,8 + 0,7 \cdot 1,3) = 0,75 \text{ м}^3/\text{кг;} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_{H_2O} &= 0,01[11,2 H^p + 1,244 W^p] = \\ &= 0,01[11,2 \cdot 2 + 1,244 \cdot 34,5] = 0,65 \text{ м}^3/\text{кг;} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_{N_2} &= 0,008 N^p + k \alpha V_{O_2} = 0,008 \cdot 0,2 + 3,76 \times \\ &\times 1,2 \cdot 0,8 = 3,59 \text{ м}^3/\text{кг; } k - \text{отношение объ-} \\ &\text{емных содержаний азота и кислорода в} \\ &\text{воздухе; } k=3,76. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Теоретический расход воздуха: } L_0 &= (1 + \\ &+ k) V_{O_2} = (1 + 3,76)0,8 = 3,8 \text{ м}^3/\text{кг.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Действительный расход воздуха: } L_\alpha &= \\ &= \alpha L_0 = 1,2 \cdot 3,8 = 4,57 \text{ м}^3/\text{кг.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Суммарный объем продуктов сгорания: } V_\alpha &= V_{RO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} + V_{O_2} = 0,75 + \\ &+ 0,65 + 3,59 + 0,16 = 5,15 \text{ м}^3/\text{кг.} \end{aligned}$$

С помощью данных рис. 5.1 и 5.2 вычисляем $H_{в\text{оз}}$.

$$\begin{aligned} \text{Так как } L_\alpha / V_\alpha &= 4,57 / 5,15 = 0,9, \text{ а } t_{в} = \\ &= 300 \text{ }^\circ\text{C, то } H_{в\text{оз}} = 0,9 \cdot 92 = 82,8 \text{ ккал/кг.} \end{aligned}$$

Определяем теоретическую температуру горения. Химическая энтальпия:

$$H_x = Q_H^p / V_\alpha = 3306 / 5,15 = 640,5 \text{ ккал/кг;}$$

$$\begin{aligned} H_{\text{общ}} &= H_x + H_{\text{в\text{оз}}} = 640,5 + 82,8 = \\ &= 723,3 \text{ ккал/кг.} \end{aligned}$$

Содержание воздуха в продуктах сгорания:

$$\begin{aligned} V_L &= \frac{L_\alpha - L_0}{V_\alpha} 100 = \\ &= \frac{4,57 - 3,8}{5,15} 100 = 15 \%. \end{aligned}$$

По данным рис. 5.1 и 5.2 (сплошные линии) при $H_{\text{общ}}=723,3$ ккал/кг и $V_L=15$ % находим, что $t_\alpha^T=1775$ °С.

Определяем балансовую температуру:

$$\begin{aligned} H_x &= \frac{(1 - 0,01) Q_H^p}{V_\alpha} = \\ &= \frac{0,99 \cdot 3306}{5,15} = 634 \text{ ккал/кг.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H_{\text{общ}} &= H_x + H_{\text{в\text{оз}}} = 634 + 82,8 = \\ &= 716,8 \text{ ккал/кг.} \end{aligned}$$

По данным рис. 5.1 и 5.2 (штрихпунктирные линии) находим, что при $V_L=15$ %, $t_\alpha^6=1805$ °С.

2. Горение шихтовых материалов

Большая часть пирометаллургических процессов производства цветных металлов связана с выделением некоторого количества тепла вследствие экзотермических реакций, имеющих место в цикле технологической обработки. Количество этого тепла достигает значительной величины и в ряде случаев при определенных условиях может полностью обеспечить энергетический уровень осуществления технологического процесса. К традиционным способам пирометаллургической переработки материалов, осуществляемой благодаря теплу экзотермических реакций, относится обжиг сульфидных концентратов и конвертирование медных и никелевых штейнов. Количество тепла, выделяемого в процессе, наибольшее значение приобретает для разработки и проектирования новых процессов: кислородно-факельной плавки, плавки в жидкой ванне, циклонной плавки и др., где основным источником тепла является тепло экзотермических реакций процесса.

Одн из показателей, характеризующих тепловую работу агрегатов, — теплотворная способность химических источников тепла, в частном случае шихтовых материалов. Поскольку, как правило, металлургический процесс связан с неполным окислением составляющих шихты (сера, железо и др.), теплотворная способность шихты есть величина переменная, обусловленная данной технологией. Под теплотворной способностью шихтовых материалов понимается количество тепла, которое выделяется в результате химических реакций при заданной технологии переработки 1 кг шихтовых материалов. Она определяется разностью между теплом, выделяемым вследствие протекания экзотермических реакций и поглощаемым в эндотермических реакциях. Теплотворную способность определяют на

ТАБЛИЦА 5.2

СТАНДАРТНАЯ ТЕПЛОТА
ОБРАЗОВАНИЯ СУЛЬФИДОВ $-\Delta H_{298}^{\circ}$ [10]

Сульфид	$-\Delta H_{298}^{\circ}$		
	ккал/моль	ккал/кг соединения	ккал/кг металла
$\alpha\text{-Ag}_2\text{S}$	7,6	30,7	35,2
$\beta\text{-Ag}_2\text{S}$	7,01	28,3	32,5
As_2S_3	30,0	121,9	200,2
BaS	106,0	625,7	771,8
CaS	110,0	1525	2745
CdS	34,5	238,8	306,9
CoS_2	33,5	272,2	568,4
CuFeS_2	57,65	314,2	907,2*
Cu_2S	19,6	123,2	154,2
CuS	12,1	126,6	190,4
FeS	22,8	259,4	408,3
FeS_2	44,2	368,4	791,4
K_2S	102,4	928,8	1310
MgS	83,0	1473	3415
MnS	49,0	563,2	891,9
Na_2S	92,4	1184	2010
NiS	22,2	244,6	378,1
PbS	22,5	94,0	108,6
Sb_2S_3	40,5	119,2	166,3
$\alpha\text{-SnS}$	25,1	166,5	211,5
$\beta\text{-SnS}$	18,6	123,4	156,7
ZnS	48,2	494,7	737,2

* На 1 кг меди.

ТАБЛИЦА 5.3

СТАНДАРТНАЯ ТЕПЛОТА ОБРАЗОВАНИЯ
ОКСИДОВ $-\Delta H_{298}^{\circ}$ [10]

Оксид	$-\Delta H_{298}^{\circ}$		
	ккал/моль	ккал/кг соединения	ккал/кг металла
Ag_2O	7,306	31,5	33,9
Al_2O_3	400,2	3925	7416
As_2O_3	156	788,5	1041
As_2O_5	219,4 [24]	954,6	1464
BaO	133,4	870,0	971,3
CO	26,416	943,1	2199*
CO_2	94,052	2137	7830*
CaO	151,7	2705	3785
CdO	62,2	484,4	553,4
CoO	57,2	763,4	970,6
Co_3O_4	204	847,2	1154
Cu_2O	39,84	278,4	3135
CuO	37,1	466,4	583,8
FeO	63,7	886,6	1141
Fe_3O_4	268	1157	1600
Fe_2O_3	196,5	1230	1759
K_2O	86,4	917,2	1105
MgO	143,84	3569	5918
MnO	92,0	1297	1675
Mn_3O_4	331,4	1448	2011
Na_2O	99,4	1604	2162
NiO	58,0	776,3	987,9

Продолжение табл. 5.3

Оксид	$-\Delta H_{298}^{\circ}$		
	ккал/моль	ккал/кг соединения	ккал/кг металла
PbO	52,4	234,8	252,9
SO_2	70,96	1108	2213**
SO_3	93,9 [24]	1173	2929**
Sb_2O_3	167,1	573,2	686,2
Sb_2O_5	230,0	711,0	944,6
SiO_2	210,2	3498	7484
SnO	68,4	507,8	576,3
ZnO	83,2	1022	1273

* На 1 кг углерода.

** На 1 кг серы.

ТАБЛИЦА 5.4

СТАНДАРТНАЯ ТЕПЛОТА ОБРАЗОВАНИЯ
СУЛЬФАТОВ $-\Delta H_{298}^{\circ}$ [10]

Сульфид	$-\Delta H_{298}^{\circ}$		
	ккал/моль	ккал/кг соединения	ккал/кг металла
Ag_2SO_4	170,5	546,8	790,3
$\text{Al}_2(\text{SO}_4)_3$	821,0	2340	15 210
BaSO_4	350,2	1500	2 550
CaSO_4	342,4	2515	8 543
CdSO_4	221,4	1062	1 970
CoSO_4	207,5	1339	3 521
Cu_2SO_4	197,2	883,7	1 552
CuSO_4	184,0	1153	2 896
FeSO_4	221,3 [24]	1457	3 963
K_2SO_4	342,6	1966	4 381
MgSO_4	305,5	2538	12 570
MnSO_4	254,2	1683	4 627
Na_2SO_4	333,5	2348	7 253
NiSO_4	212,5	1373	3 619
PbSO_4	219,5	706,2	1 849
$\text{Sn}(\text{SO}_4)_2$	393,2	1297	1 898
ZnSO_4	233,9	1449	3 578

ТАБЛИЦА 5.5

СТАНДАРТНАЯ ТЕПЛОТА ОБРАЗОВАНИЯ
СИЛИКАТОВ $-\Delta H_{298}^{\circ}$ [10]

Силикат	$-\Delta H_{298}^{\circ}$		
	ккал/моль	ккал/кг соединения	ккал/кг оксида металла
$\text{Al}_2\text{O}_3 \cdot \text{SiO}_2$	642,2	3963	6298
$\text{CaO} \cdot \text{SiO}_2$	376,6 [24]	3242	6715
$2\text{CaO} \cdot \text{SiO}_2$	538,0	3123	4797
$\text{FeO} \cdot \text{SiO}_2$	276	2092	3842
$2\text{FeO} \cdot \text{SiO}_2$	346	1698	2408
$\text{MgO} \cdot \text{SiO}_2$	357,9	3565	8880
$\text{MnO} \cdot \text{SiO}_2$	303,4	2316	4277
$\text{Na}_2\text{O} \cdot \text{SiO}_2$	364,6	2987	5883

основании стандартных теплот образования химических соединений и для процесса в целом — как разницу между теплотами образования конечных (продукты переработки) и начальных (исходные шихтовые материалы) химических соединений отдельных компонентов перерабатываемого материала, взятую с обратным знаком:

$$Q_{\text{ш}}^p = - \left(\sum_i \Delta H_{\text{ик}} m_{\text{ик}} - \sum_j \Delta H_{\text{ин}} m_{\text{ин}} \right). \quad (5.1)$$

При этом полагают, что температура исходных и конечных продуктов не изменяется и равна 25 °С.

Величины стандартных теплот образования основных химических соединений, встречающихся в процессах металлургического производства цветных металлов, даны в табл. 5.2—5.5.

Для расчета теплотворной способности шихтовых материалов, кроме физико-химических расчетов, связанных с определением количества выделяемого и поглощаемого в процессе тепла, необходим также технологический расчет процесса. Результаты технологических расчетов должны быть представлены материальными балансами процесса с определением формы соединений отдельных элементов в исходных материалах и в конечных продуктах переработки.

Материальный баланс может быть либо расчетным — в случае определения теплотворной способности неперерабатываемых ранее материалов, либо действительным, имеющим место для данного агрегата и процесса. При составлении материальных балансов следует руководствоваться справочниками [8, 9].

Для сокращения объема расчетов по составлению материального баланса при определении теплотворной способности шихтовых материалов рекомендуется сводить баланс только по тем составляющим, которые в процессе переработки претерпевают физико-химические превращения, связанные с выделением или поглощением тепла.

Для удобства расчетов материальный баланс (табл. 5.6) составляют на 100 кг того материала, для которого определяют теплотворную способность.

Пример 1. Рассчитать теплотворную способность цинкового концентрата при обжиге.

Используя количественные данные материального баланса по содержанию отдельных соединений в исходных материалах и продуктах обжига и стандартные теплоты образования из табл. 5.2—5.4, определяем теплотворную способность:

$$\begin{aligned} Q = & - \left[\sum_i \Delta H_{\text{ик}} m_{\text{ик}} - \sum_j \Delta H_{\text{ин}} m_{\text{ин}} \right] = - \left[(35,772 + \right. \\ & + 21,835) 1022 - (2,135 + 5,177) 1449,0 - \\ & - (0,632 + 0,554) 494,7 - (0,486 + \\ & + 0,324) 234,8 - (0,66 + 0,44) 706,2 - \\ & - (0,102 + 0,068) 484,4 - (0,168 + \\ & + 0,112) 1062,0 - (0,675 + 0,45) 278,4 - \\ & - (6,87 + 4,58) 1230 - 59,948 \cdot 1108 + \\ & \left. + 74,5 \cdot 494,7 + 1,73 \cdot 94,0 + 2,88 \cdot 314,2 + \right. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & + 0,38 \cdot 238,8 + 6,57 \cdot 368,4 + 6,74 \cdot 279,6^*] = \\ & = - [-152,22 + 42,32] 10^3 = 109,90 \cdot 10^3 \\ & \text{ккал/100 кг шихты.} \end{aligned}$$

Пример 2. Рассчитать теплотворную способность шихты при кислородно-факельной плавке.

Материальный баланс плавки дан в табл. 5.7. При этом использованы количественные данные материального баланса по содержанию отдельных соединений в исходной шихте и продуктах плавки и стандартные теплоты образования из табл. 5.2—5.5.

Теплотворная способность определяется величиной

$$\begin{aligned} Q = & - \left[\sum_i \Delta H_{\text{ик}} m_{\text{ик}} - \sum_j \Delta H_{\text{ин}} m_{\text{ин}} \right] = \\ & = - [-154,2 (15,03 + 0,56 + 3,17) - \\ & - 408,3 (4,20 + 0,96 + 0,18) - 737,2 \cdot 0,11 - \\ & - 108,6 \cdot 0,10 - 1273 (0,06 + 0,16) - \\ & - 252,9 (0,08 + 0,16) - 1600 (1,34 + 1,82 + \\ & + 0,23) - 2705 \cdot 0,09 - 3498 \cdot 0,79 - \\ & - 6715 \cdot 0,41 - 2408 (19,65 + 5,63) - \\ & - 2213 \cdot 24,71 + 907,2 \cdot 17,31 + 154,2 \cdot 1,07 + \\ & + 190,4 \cdot 0,38 + 791,4 \cdot 12,57 + 737,2 \cdot 0,33 + \\ & + 108,6 \cdot 0,34 + 1600 \cdot 0,59 + 3498 \cdot 11,80 + \\ & + 2705 \cdot 0,50] = - [-132,25 + 69,74] 10^3 = \\ & = 62,51 \cdot 10^3 \text{ ккал/100 кг шихты.} \end{aligned}$$

3. Топки

Топки широко применяют для сушки концентратов цветных металлов на обогатительных фабриках, а также в других технологических процессах, где требуется получение теплоносителя.

На рис. 5.3 показана прямоугольная топка, используемая для получения теплоносителя в сушильных вращающихся барабанах [11]. Топку применяют для сжигания жидкого, газообразного и (в измененной конструкции) твердого топлива. Топка проста, выполняется из огнеупорного кирпича и выдает теплоноситель необходимых параметров. Недостаток топки — большие габариты и масса (200—250 т).

Более предпочтительны топки круглой формы с воздушной рубашкой (рис. 5.4). Топки могут иметь любую тепловую мощность; масса таких топок на порядок меньше, чем прямоугольных (10—20 т). В круглых топках можно получать теплоноситель необходимых параметров. Потери тепла в окружающую среду очень малы; к. п. д. при сжигании природного газа составляет 97—98%.

На обогатительных фабриках применяют газовые и газомазутные калориферы конструкции Средазэнергоцветмета [12]. Калориферы компактны, хорошо работают в регулируемом диапазоне, однако теплоноситель имеет пониженную температуру (400—600 °С). Получили распространение

* При расчете теплоту образования 1 моль Fe_7S_8 принимаем равной: $\Delta H_{\text{Fe}_7\text{S}_8} = 6\Delta H_{\text{FeS}} + \Delta H_{\text{FeS}_2} = 6(-22,8) + (-44,2) = -181,0$ ккал/моль или $-279,6$ ккал/кг соединения и $-463,0$ ккал/кг железа.

ТАБЛИЦА 5.6

МАТЕРИАЛЬНЫЙ БАЛАНС ПРОЦЕССА ОБЖИГА ЦИНКОВОГО КОНЦЕНТРАТА
В КИПАЮЩЕМ СЛОЕ НА 100 кг ШИХТЫ, кг

Материалы	Рациональный состав	Компоненты								
		соединение	Zn	Pb	Cu	Cd	Fe	S	O ₂	прочие
Загружено, кг										
Концентрат	ZnS	74,5	50,0	—	—	—	—	24,5	—	—
	PbS	1,73	—	1,50	—	—	—	0,23	—	—
	CuFeS ₂	2,88	—	—	1,00	—	0,88	1,0	—	—
	CdS	0,38	—	—	—	0,30	—	0,08	—	—
	FeS ₂	6,57	—	—	—	—	3,06	3,51	—	—
	Fe ₂ S ₃	6,74	—	—	—	—	4,06	2,68	—	—
	Прочие	7,2	—	—	—	—	—	—	—	7,2
	Итого	100	50,0	1,50	1,00	0,3	8,00	32,0	—	7,2
Получено, кг										
Огарок	O ₂	48,189	—	—	—	—	—	—	48,189	—
	Всего:	148,189	50,0	1,50	1,00	0,3	8,00	32,0	48,189	7,2
	Получено, кг									
	ZnO	35,772	28,71	—	—	—	—	—	7,062	—
	ZnSO ₄	2,135	0,865	—	—	—	—	0,423	0,847	—
	ZnS	0,632	0,425	—	—	—	—	0,207	—	—
	PbO	0,486	—	0,45	—	—	—	—	0,036	—
	PbSO ₄	0,66	—	0,45	—	—	—	0,07	0,14	—
	CdO	0,103	—	—	—	0,09	—	—	0,013	—
	CdSO ₄	0,168	—	—	—	0,09	—	0,026	0,052	—
	Cu ₂ O	0,675	—	—	0,6	—	—	—	0,075	—
Fe ₂ O ₃	6,87	—	—	—	—	4,8	—	2,07	—	
Прочие	4,32	—	—	—	—	—	—	—	4,32	
Итого	51,821	30,0	0,9	0,6	0,18	4,8	0,726	10,295	4,32	
Пыль	ZnO	21,835	17,529	—	—	—	—	—	4,306	—
	ZnSO ₄	5,177	2,099	—	—	—	—	1,026	2,052	—
	ZnS	0,554	0,372	—	—	—	—	0,182	—	—
	PbO	0,324	—	0,3	—	—	—	—	0,024	—
	PbSO ₄	0,44	—	0,3	—	—	—	0,047	0,098	—
	CdO	0,068	—	—	—	0,06	—	—	0,008	—
	CdSO ₄	0,112	—	—	—	0,06	—	0,017	0,035	—
	Cu ₂ O	0,45	—	—	0,4	—	—	—	0,05	—
	Fe ₂ O ₃	4,58	—	—	—	—	3,2	—	1,38	—
	Прочие	2,88	—	—	—	—	—	—	—	2,88
	Итого:	36,42	20,0	0,6	0,4	0,12	3,2	1,272	7,948	2,88
Газ	SO ₂	59,948	—	—	—	—	—	30,002	29,948	—
	Всего:	148,189	50,0	1,5	1,0	0,3	0,8	32,0	48,189	7,2

топки на встречных струях конструкции института ВНИИэнергосветмета [13]. Топки компактные, имеют малые габариты; теплоноситель может иметь необходимые параметры.

Для сжигания жидкого, твердого и газообразного топлива применяются циклонные топки (рис. 5.5). Они имеют малые габариты, теплоноситель может иметь любые параметры. Циклонные топки аналогичной конструкции применяют для сжигания элементарной серы.

Для получения теплоносителя в технологических процессах с восстановительными газами используют водоохлаждаемую топку конструкции СКБ Гипцветмета (рис. 5.6) [14]. Топку используют на шлаковозгоночной установке и других агрегатах. Топка имеет малые габариты при высокой тепловой мощности.

Топка для сжигания жидкого или газообразного топлива должна быть надежной,

простой в эксплуатации, дешевой и безопасной в работе. Одна из конструктивных схем топок представлена на рис. 5.7.

Тепловой баланс этой топки записывают в следующем виде:

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 = Q_{\text{ух}} + Q_{\text{пот}} + Q_{\text{изл}}, \quad (5.2)$$

где Q_1 — химическое тепло топлива, ккал/ч; Q_2 — физическое тепло воздуха, ккал/ч; Q_3 — физическое тепло топлива, ккал/ч; Q_4 — физическое тепло распылителя (пар, сжатый воздух), ккал/ч; $Q_{\text{ух}}$ — тепло, выходящее из топки, ккал/ч; $Q_{\text{пот}}$ — потеря тепла в окружающую среду, ккал/ч; $Q_{\text{изл}}$ — передача тепла излучением из топки в агрегат, ккал/ч;

$$Q_1 = B_T Q_{\text{н}}^p, \quad (5.3)$$

где B_T — расход топлива, кг/ч ($\text{м}^3/\text{ч}$);

ТАБЛИЦА 5.7

МАТЕРИАЛЬНЫЙ БАЛАНС ПРОЦЕССА КФП НА 100 кг ШИХТЫ

Материалы	Рациональный состав	Соединение	Компоненты								
			Cu	Pb	Zn	Fe	S ₂	O ₂	SiO ₂	CaO	прочие
Загружено, кг											
Шихта	CuFeS ₂	50,0	17,31	—	—	15,22	17,47	—	—	—	—
	Cu ₂ S	1,34	1,07	—	—	—	0,27	—	—	—	—
	CuS	0,57	0,38	—	—	—	0,19	—	—	—	—
	FeS ₂	27,0	—	—	—	12,57	14,43	—	—	—	—
	ZnS	0,49	—	—	0,33	—	0,16	—	—	—	—
	PbS	0,39	—	0,34	—	—	0,05	—	—	—	—
	Fe ₃ O ₄	0,82	—	—	—	0,59	—	0,23	—	—	—
	SiO ₂	11,80	—	—	—	—	—	—	11,80	—	—
	CaO	0,50	—	—	—	—	—	—	—	0,50	—
	Прочие	7,09	—	—	—	—	—	—	—	—	7,09
Итого:		100	18,76	0,34	0,33	28,38	32,57	0,23	11,80	0,50	7,09
O ₂		31,43	—	—	—	—	—	31,43	—	—	—
Всего:		131,43	18,76	0,34	0,33	28,38	32,57	31,66	11,80	0,50	7,09
Получено, кг											
Штейн	Cu ₂ S	18,82	15,03	—	—	—	3,79	—	—	—	—
	FeS	6,61	—	—	—	4,20	2,41	—	—	—	—
	ZnS	0,16	—	—	0,11	—	0,05	—	—	—	—
	PbS	0,12	—	0,10	—	—	0,02	—	—	—	—
	Fe ₃ O ₄	1,85	—	—	—	1,34	—	0,51	—	—	—
	Прочие	1,35	—	—	—	—	—	—	—	—	1,35
Итого:		28,91	15,03	0,10	0,11	5,54	6,27	0,51	—	—	1,35
Шлак	Cu ₂ S	0,70	0,56	—	—	—	0,14	—	—	—	—
	FeS	1,51	—	—	—	0,96	0,55	—	—	—	—
	ZnO	0,07	—	—	0,06	—	—	0,01	—	—	—
	PbO	0,09	—	0,08	—	—	—	0,01	—	—	—
	2FeO·SiO ₂	35,85	—	—	—	19,65	—	5,63	10,57	—	—
	Fe ₃ O ₄	2,52	—	—	—	1,82	—	0,70	—	—	—
	CaO·SiO ₂	0,85	—	—	—	—	—	—	0,44	0,41	—
	Прочие	5,67	—	—	—	—	—	—	—	—	5,67
Итого:		47,26	0,56	0,08	0,06	22,43	0,69	6,35	11,01	0,41	5,67
Пыль	Cu ₂ S	3,97	3,17	—	—	—	0,80	—	—	—	—
	FeS	0,28	—	—	—	0,18	0,10	—	—	—	—
	ZnO	0,20	—	—	0,16	—	—	0,04	—	—	—
	PbO	0,17	—	0,16	—	—	—	0,01	—	—	—
	CaO	0,09	—	—	—	—	—	—	—	0,09	—
	SiO ₂	0,79	—	—	—	—	—	—	0,79	—	—
	Fe ₃ O ₄	0,32	—	—	—	0,23	—	0,09	—	—	—
	Прочие	0,07	—	—	—	—	—	—	—	—	0,07
Итого:		5,89	3,17	0,16	0,16	0,41	0,90	0,14	0,79	0,09	0,07
Газ	SO ₂	49,37	—	—	—	—	24,71	24,66	—	—	—
	Всего:	131,43	18,76	0,34	0,33	28,38	32,57	31,66	11,80	0,50	7,09

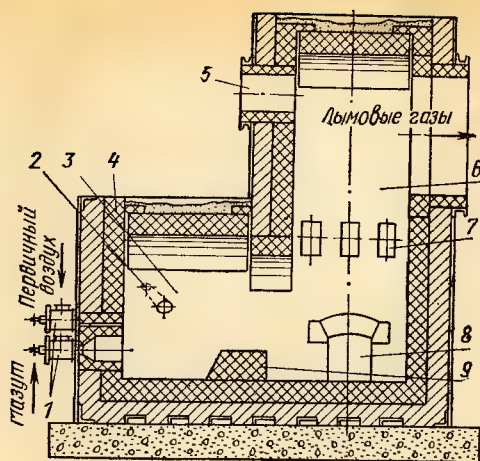


Рис. 5.3. Прямоугольная топка:
1 — форсунка; 2 — гляделка; 3 — камера сжигания топлива; 4 — кладка; 5 — патрубок к растопочной трубе; 6 — смесительная камера; 7 — канал для вторичного воздуха; 8 — лаз; 9 — шамотная горка

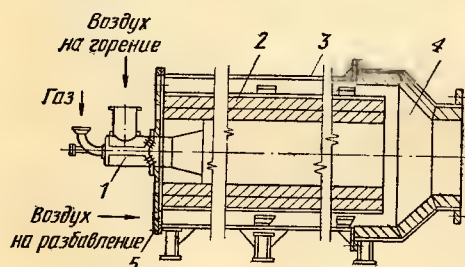


Рис. 5.4. Круглая топка:
1 — двухпроводная горелка; 2 — кладка; 3 — корпус; 4 — смеситель; 5 — фронтальная плита

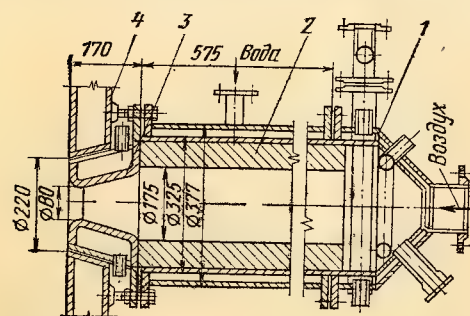


Рис. 5.6. Водоохлаждаемая топка для работы с обогащенным кислородом дутьем:

1 — смеситель; 2 — камера сжигания топлива; 3 — сопло; 4 — кессон

Q_p — теплота сгорания топлива, ккал/кг (ккал/м³);

$$Q_2 = V_{\text{воз}} t_{\text{воз}} c_{\text{воз}}, \quad (5.4)$$

где $V_{\text{воз}}$ — общий объем воздуха, подаваемый на горение и на разбавление, м³/ч; $t_{\text{воз}}$ — температура воздуха, °C; $c_{\text{воз}}$ — теплоемкость воздуха, ккал/(м³·°C):

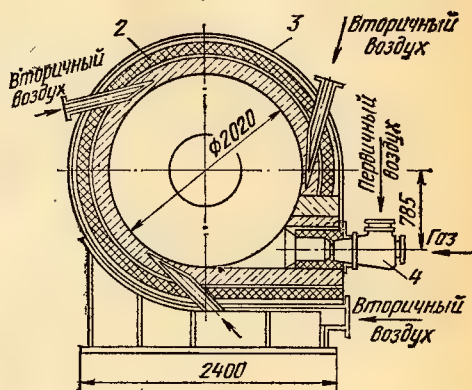
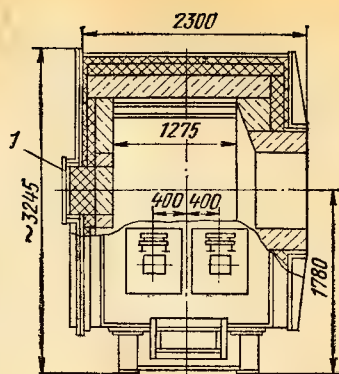


Рис. 5.5. Циклонная топка:
1 — лаз; 2 — кладка; 3 — корпус; 4 — горелка

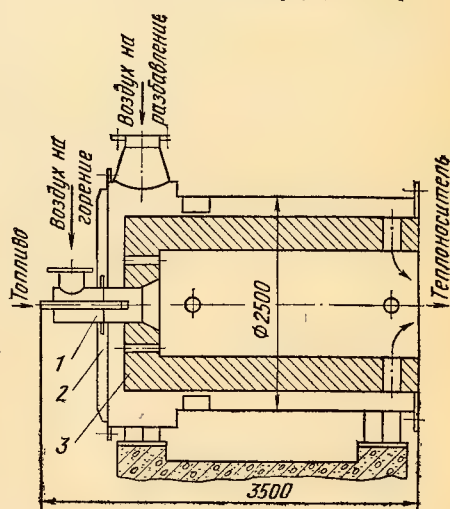


Рис. 5.7. Конструктивная схема топки для сжигания жидкого или газообразного топлива (мощность 8 Гкал/ч, напряженность теплового объема 1 Гкал/(м³·ч):

1 — горелка; 2 — корпус; 3 — футеровка

$$Q_3 = B_T t_T c_T, \quad (5.5)$$

где B_T — расход топлива, м³/ч (кг/ч); t_T — температура топлива, °C; c_T — теплоемкость топлива, ккал/(м³·°C) [ккал/(кг·°C)]:

$$Q_4 = V_p c_p t_p, \quad (5.6)$$

где V_p — объем распылителя, подаваемого в горелку, $\text{м}^3/\text{ч}$; c_p — теплоемкость распылителя, $\text{ккал}/(\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C})$; t_p — температура распылителя, $^\circ\text{C}$:

$$Q_{\text{пот}} = (0,01 \div 0,02) B_T Q_n^p \text{ ккал/ч.} \quad (5.7)$$

Потеря тепла для топок в воздушной рубашке составляет 1—2%; для обычных кирпичных топок потеря тепла, ккал/ч , определяется по существующей методике

$$Q_{yx} = V_T c_T t_T, \quad (5.8)$$

где V_T — объем теплоносителя, $\text{м}^3/\text{ч}$; c_T и t_T — теплоемкость теплоносителя и его температура соответственно;

$$Q_{\text{изл}} = \varepsilon_{\text{пр}} \sigma_0 [(T_T/100)^4 - (T_0/100)^4] F_T, \quad (5.9)$$

где $\varepsilon_{\text{пр}}$ — приведенная степень черноты топки; σ_0 — коэффициент излучения; T_T — температура топки, K ; T_0 — температура агрегата, K ; F_T — поверхность излучения топки, м^2 .

Передача тепла излучением из топки в сушильный барабан составляет 4,5—5,5%.

Для расчета топок необходимо определить количество воздуха, подаваемого на разбавление продуктов сгорания:

коэффициент расхода воздуха на горелку:

$$V_{\text{воз}}^w = B_T L_0 \alpha_y - B_T L_0 \alpha_r, \quad (5.11)$$

где α_r — коэффициент расхода воздуха на горелке; α_y — условный коэффициент расхода воздуха, определяемый в зависимости от температуры теплоносителя на входе в агрегат.

В цветной металлургии температура теплоносителя на входе в агрегат обычно $\leq 1200^\circ\text{C}$. При этой температуре стойкость футеровки топок хорошая, шамот и огнеупорный бетон применяют до 1350°C .

Таким образом, при конструировании топок необходимо правильно выбирать горелочное устройство, работающее с высокими коэффициентами расхода воздуха (для снижения температуры в топке и облегчения условий службы огнеупоров). При наличии определенного горелочного устройства и зная параметры факела (длину по выгоранию, угол раскрытия факела), можно рассчитывать внутренние размеры топки. Учитывая изложенное выше, топки с температурой теплоносителя $< 1200^\circ\text{C}$ можно делать компактными и удобными в обслуживании. Такое понятие как напряженность теплового объема для данных топок использовать не рекомендуется, так как оно

$$V_{\text{воз}}^* = \frac{B_T (0,9 Q_n^p + t_1 c_T) - B_T L_0 (t_T c_T - t_{\text{воз}} C_{\text{воз}})}{c_T t_T}. \quad (5.10)$$

Для упрощенных расчетов можно пользоваться данными рис. 5.8, с помощью которых определен условный коэффициент расхода воздуха на топку после смесителя в зависимости от температуры теплоносителя.

Чтобы определить расход воздуха на разбавление, необходимо сначала выбрать

может быть любым — от десятых долей миллиона до нескольких миллионов килокалорий на 1 м^3 . Действительную температуру в топке следует определять из уравнения теплового баланса с учетом коэффициента расхода воздуха на сжигание топлива.

4. Горелки и форсунки

Промышленность СССР выпускает ряд устройств для сжигания жидкого и газообразного топлива. Выбор конструкции топливосжигающего устройства для того или иного технологического агрегата зависит от следующих основных факторов: технологических особенностей агрегата; температурного поля в агрегате; диапазона регулирования тепловой мощности агрегата; конструктивных особенностей рабочего пространства агрегата; параметров давления в рабочем пространстве агрегата.

Наиболее универсальные устройства для сжигания топлива — двухпроводные горелки с принудительной подачей топлива и воздуха. Однако при выборе таких устройств следует учитывать энергетические затраты на подачу воздуха в горелку, длину факела по выгоранию и динамическому напору, угол раскрытия факела, распределение тепловыделений, температурное поле.

Инжекционные горелки имеют то преимущество, что не требуют затрат энергии на подачу воздуха в них. Однако эти горелки

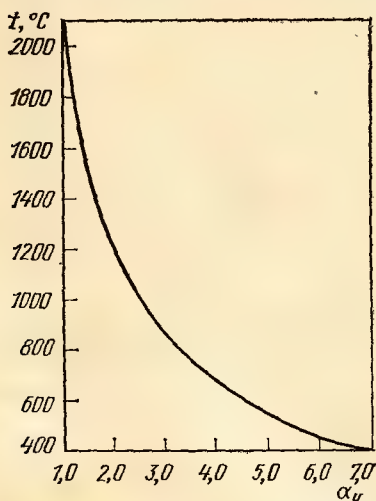


Рис. 5.8. Зависимость температуры теплоносителя t от условного коэффициента расхода воздуха α_y

ТАБЛИЦА 5.8

ГАБАРИТНЫЕ И УСТАНОВОЧНЫЕ РАЗМЕРЫ ГОРЕЛОК ГМГМ

Тип горелки	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	L	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	n_1	n_2	n_3	h_1	h_2
ГМГ-1,5 м	244	108	276	141	170	310	980	267	240	312	520	34	4	4	6	180	250
ГМГ-2м	267	108	276	141	170	310	980	267	240	312	520	34	4	4	6	180	250
ГМГ-4м	365	159	375	190	225	410	1217	378	318	431	600	50	6	8	8	235	360
ГМГ-5м	369	159	375	190	225	415	1205	378	318	431	600	50	4	8	6	235	360

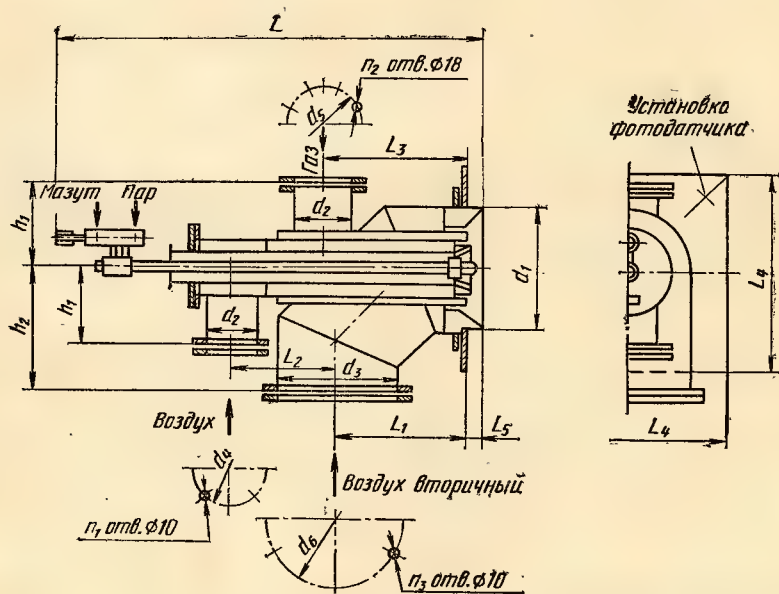


Рис. 5.9. Газомазутная горелка типа ГМГМ

не следует применять при повышенном давлении газов в рабочем пространстве, так как это влияет на качество сжигания топлива; практически горелки применяют при давлении ≤ 2 кгс/м². Следует учитывать также, что в нормально работающей горелке полное сжигание топлива происходит практически в пределах горелочного туннеля.

Газомазутная горелка типа ГМГМ. Горелки ГМГМ (рис. 5.9—5.11) производит завод «Ильмарине» четырех типоразмеров (табл. 5.8). Их применяют для отопления котлов и топок [15]. Горелки имеют короткий факел—1,1—2 м с углом раскрытия 65—75°. Диапазон регулирования составляет 20—100 %, вязкость мазута перед горелкой $\geq 3^\circ \text{ВУ}$ по ГОСТ 6258—52. Гидравлические характеристики горелок сняты

при 20°C, теплота сгорания мазута 9200 ккал/кг, газа 8500 ккал/м³.

Горелки выпускают с закруткой воздуха в левую или правую сторону. При компоновке на топке соседние горелки устанавливают с закруткой в противоположные стороны. Горелка может работать на подогретом до 400°C воздухе.

Газовые плоскопламенные горелки типа ГР (рис. 5.12) выпускает Уфалейский завод по ремонту металлургического оборудования десяти типоразмеров мощностью 60—1500 Мкал/ч. Горелка предназначена для сжигания газообразного топлива с теплотой сгорания 4500—9000 ккал/м³ и применяется для отопления нагревательных, термических и металлургических печей [16]. Ниже приведены геометрические размеры горелок типа ГР:

Типоразмер горелки*	60	85	125	175	250	350	500	750	1050	1500
D	110	128	146	174	200	236	274	328	388	458
d	39	46	54	63	79	93	108	130	155	195
H	340	375	440	495	540	575	660	745	880	980
h	147	150	170	175	184	193	209	240	265	300
L	150	175	175	200	225	250	325	400	450	500

* Цифры обозначают мощность, Мкал/ч.

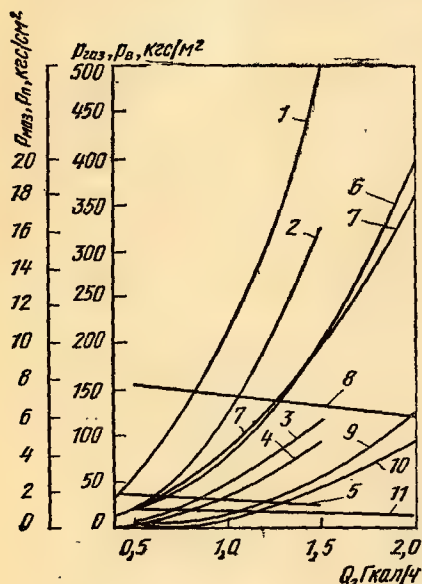


Рис. 5.10. Характеристика горелок ГМГ-1,5м и ГМГ-2м по давлениям:
ГМГ-1,5м: 1 — газа; 2 — мазута; 3 — вторичного воздуха при работе на мазуте; 4 — то же, на природном газе; 5 — пара; ГМГ-2м: 6 — газа; 7 — мазута; 8 — первичного воздуха; 9 — вторичного воздуха при работе на мазуте; 10 — то же, на газе; 11 — пара

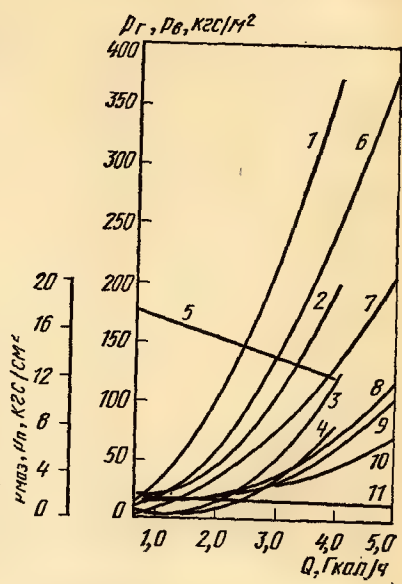


Рис. 5.11. Характеристика горелок ГМГ-4м и ГМГ-5м по давлениям:
ГМГ-4м: 1 — газа; 2 — мазута; 3 — вторичного воздуха при работе на мазуте; 4 — то же, на природном газе; 5 — первичного воздуха; ГМГ-5м: 6 — газа; 7 — мазута; 8 — первичного воздуха; 9 — вторичного воздуха при работе на мазуте; 10 — то же, на газе; 11 — пара перед форсункой (для обеих горелок)

ТАБЛИЦА 5.9

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ РАЗМЕРЫ

Номер горелки	B	Γ	D	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	D_7^*	D_7^{**}	L
1	80	110	25	36	90	120	45	70	45	3/4	3/4	180
2	90	120	33	41	100	130	60	90	58	3/4	1/2	205
3	115	150	45	68	130	110	80	115	82	1	3/4	260
4	130	170	55	80	150	185	90	135	98	1	3/4	300
5	175	225	73	106	170	205	130	185	132	1/4	1	362
6	175	225	92	131	200	235	130	185	132	1/2	1 1/4	397
7	210	290	110	151	225	260	150	220	158	2	2	453
8	240	290	128	175	225	290	170	250	182	2 1/2	2 1/2	515
9	260	320	142	188	255	290	180	270	200	2 1/2	2 1/2	568

* Трубопровод с природным газом, резьба трубная, дюймы.
 ** Трубопровод с сжиженным газом, резьба трубная, дюймы.

Горелку можно устанавливать на сводах и стенах печей. Горелки работают на холодном газе с использованием холодного и подогретого до 400 °С воздуха.

При номинальной производительности давление холодного воздуха равно 250, а

газа 300 кгс/м². Давление газа может составлять 200—5000 кгс/м².

Газовые горелки низкого давления типа ГНП (рис. 5.13) выпускает Уфалейский завод по ремонту металлургического оборудования девяти типоразмеров тепловой мощностью 85—2900 Мкал/ч (табл. 5.9). Горелки ГНП предназначены для сжигания природного газа с теплотой сгорания 8500 и сжиженного газа — 21200 ккал/м³ (рис. 5.14—5.18) [17]. Горелки комплектуются двумя типами газового наконечника: многосопловым типа А для укороченного факела и односопловым типа Б для удлиненного факела. Длина укороченного факела 0,5—1,5 м, удлиненного 0,7—2,2 м. Горелки применяют для отопления нагревательных и термических печей в различных отраслях народного хозяйства, а также в других агрегатах цветной металлургии. Допустимый подогрев воздуха составляет 500 °С. Характеристики горелки по газу рассчитаны на природный газ с плотностью $\rho=0,73$ кг/м³ и $Q_H^p=8500$ ккал/м³.

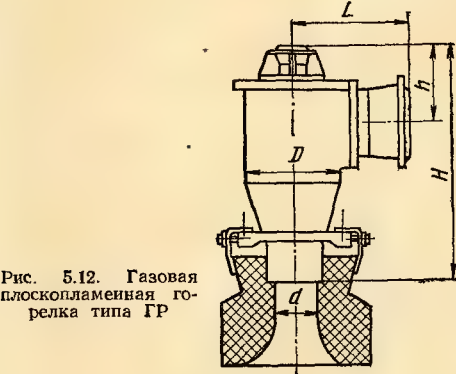


Рис. 5.12. Газовая плоскопламенная горелка типа ГР

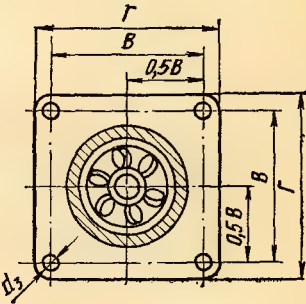
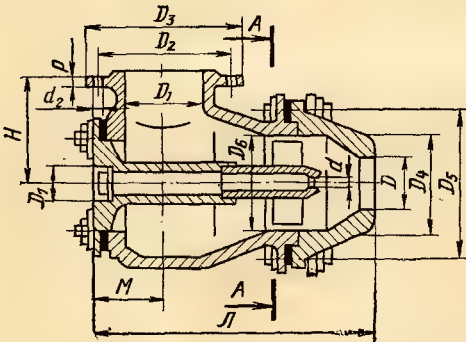


Рис. 5.13. Газовая горелка низкого давления типа ГНП

РЫ ГОРЕЛОК ГНП, мм

М	Н	Р	Наконечник сопла типа Б для газа		Наконечник сопла типа А для газа				Фланец воздуха			Масса, кг
					природного		сжиженного		d _г	число отверстий	d _в	
			природного d	сжиженного d	d ₁	число отверстий	d ₁	число отверстий				
45	80	10	5,5	4,5	3,2	4	2	4	14	4	14	6,6
50	90	10	7,0	5,8	4,2	4	2,8	6	14	4	14	7,8
65	110	12	10,0	3,0	4,8	6	3,4	8	14	4	14	14
75	120	12	13,5	9,5	6,6	6	3,7	10	18	4	18	22
90	140	14	16,0	13	7,8	6	6,4	6	18	4	18	37
105	160	15	20,0	16	9,6	6	8	6	18	8	18	43
120	170	16	24,0	20	11,8	6	9	6	18	8	18	58
135	200	16	28,0	23	13,5	6	10,6	6	18	8	23	81
145	200	16	31,0	25	15,5	6	12	6	18	8	23	96

ТАБЛИЦА 5.10

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ РАЗМЕРЫ ИНЖЕК

$d_{н-г}$	D	D_1	D_2	D_3	D_4^*	d^*	d_1	H	H_1	H_2	h	h_1	t	K	L	L_1
15	60	66	25	—	1/2	—	M12	120	—	90	80	—	—	110	220	159
18	60	66	30	—	1/2	—	M12	120	—	90	80	—	—	110	250	225
21	60	66	30	—	1/2	—	M12	120	—	90	80	—	—	110	250	225
24	80	86	35	—	1/2	—	M16	140	—	106	100	—	—	135	300	260
28	80	86	40	—	1/2	—	M16	140	—	106	100	—	—	135	335	295
32	80	86	40	—	1/2	—	M16	140	—	106	100	—	—	135	375	335
37	100	116	45	—	1/2	—	M16	160	—	128	120	—	—	165	440	385
42	100	116	50	—	1/2	—	M16	160	—	128	120	—	—	165	490	435
48	120	116	55	—	1/2	—	M16	180	—	150	140	—	—	165	545	475
56	120	166	60	—	1/2	—	M16	180	—	150	140	—	—	215	625	555
65	140	166	70	—	3/4	—	M16	210	—	170	170	—	—	215	700	600
75	140	166	80	—	3/4	—	M16	210	—	190	170	—	11	215	800	700
86	220	207	90	180	1	1/2	—	—	145	338	—	40	11	285	960	—
100	260	207	100	190	1	1/2	—	—	150	383	—	40	11	285	1095	—
116	300	242	115	205	1 1/4	1/2	—	—	200	428	—	50	11	330	1240	—
134	350	267	130	220	1 1/4	3/4	—	—	200	473	—	50	11	360	1420	—
154	410	297	145	235	1 1/2	3/4	—	—	250	528	—	50	11	410	1615	—
178	470	345	165	255	1 1/2	1	—	—	250	558	—	55	11	475	1840	—
205	490	390	190	280	2	1	—	—	280	593	—	70	11	555	2130	—
235	510	440	215	305	2	1	—	—	280	633	—	70	11	605	2400	—

* Трубная резьба, дюймы.

Инжекционные горелки типа В и ВП (рис. 5.19) выпускает Уфалейский завод по ремонту металлургического оборудования. Они предназначены для сжигания природного и других газов [18, 19]. Горелки работают на холодном воздухе и холодном газе. Горелки, у которых $d_{н-г} < 75$ мм, выполняют с неводоохлаждаемым носиком. Их крепят на фланце к внешней облицовке печи. Горелки, у которых $d_{н-г} > 75$ мм, выполняют с водоохлаждаемым носиком. Горелки рассчитаны для сжигания газа с $\alpha = 1,05$ при давлении в печи ± 2 кгс/м². Расход воды для горелок с водоохлаждаемым носиком составляет 1—1,5 м³/ч. Расчетная теплота сгорания природного газа равна 8350 ккал/м³. Ниже даны диаметры газовых сопел горелок типа В и ВП:

(рис. 5.25) применяют как излучающую панель [18]. Мощность горелки 35—530 Мкал/ч, избыточное давление газа перед соплом 2,5 кгс/м² при сжигании природного газа. Горелка имеет инжекционный смеситель. Ниже приведены характеристики беспламенных панельных горелок типа ГБП:

Типоразмер горелки*	Габариты излучающих панелей В×В, мм	Число трубок	Наружный диаметр и толщина трубок $d_{н-г} \times S$, мм	Шаг между трубками t , мм	Габаритный размер горелки L , мм
33	500×500	100	6×1	—	—
55	605×605	144	8×2	—	—
85	500×500	100	8×1,25	50,0	740
120	605×605	144	10×2	—	—

Типоразмер горелки*	15	18	21	24	28	32	37	42	48	56
Диаметр сопла горелки, мм:										
типа В	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,1	2,4	2,7	3,1	3,6
типа ВП	0,9	1,1	1,2	1,4	1,6	2,0	2,1	2,4	2,8	3,2
Типоразмер горелки*	65	75	86	100	116	134	154	178	205	235
Диаметр сопла горелки, мм:										
типа В	4,2	4,8	5,5	6,4	7,5	8,6	9,9	11,4	13,2	15,1
типа ВП	3,8	4,4	5,0	5,8	6,7	7,7	8,9	10,4	11,9	13,6

* Цифры обозначают мощность, Мкал/ч.

Геометрические размеры горелок типа В и ВП приведены в табл. 5.10, а на рис. 5.20—5.24 представлены их гидравлические характеристики.

Газовую горелку беспламенную панельную типа ГБП конструкции Гипронефтемаша (И. А. Бахшияна) девяти типоразмеров

140	500×500	100	10×1,25	—	—
200	605×605	144	12×2	—	—
280	500×500	196	—	—	—
400	605×605	289	10×1,25	35,7	945
530	500×500	365	12×2	—	—

* Цифры обозначают мощность, Мкал/ч.

ЦИОННЫХ ГОРЕЛОК ТИПА В И ВП, мм

L_2	L_3	L_4	L_5	L_6	L_7	L_8	L_9	L_{10}	l	l_1	l_2	b	s	s_1	Масса, кг	
															В	ВП
25	94	44	—	—	—	323	263	—	—	—	—	—	—	—	5,1	8,3
25	94	44	—	—	—	353	293	—	—	—	—	—	—	—	5,3	8,4
25	94	44	—	—	—	378	318	—	—	—	—	—	—	—	5,6	9,0
40	96	48	—	—	—	416	346	—	—	—	—	—	—	—	8,8	13,4
40	96	48	—	—	—	451	381	—	—	—	—	—	—	—	9,0	14,0
40	96	48	—	—	—	491	421	—	—	—	—	—	—	—	9,8	14,8
55	113	52	—	—	—	569	489	—	—	—	—	—	—	—	14,3	21,8
55	113	52	—	—	—	619	539	—	—	—	—	—	—	—	14,8	22,9
70	113	56	—	—	—	687	597	—	—	—	—	—	—	—	21,0	31,0
70	113	56	—	—	—	767	677	—	—	—	—	—	—	—	26,0	37,0
100	113	56	—	—	—	857	752	—	—	—	—	—	—	—	33,5	49,0
100	113	56	—	—	—	967	862	—	—	—	—	—	—	—	35,2	51,2
—	—	—	185	200	190	—	1026	305	130	90	55	20	50	25	58,7	72,0
—	—	—	255	200	190	—	1166	380	130	90	55	20	50	25	81,0	96,0
—	—	—	290	240	220	—	1316	430	160	110	65	20	50	25	107,0	128,0
—	—	—	380	240	220	—	1491	515	160	110	65	20	50	25	151,0	178,0
—	—	—	435	280	260	—	1691	575	200	150	65	20	50	25	216,0	248,0
—	—	—	550	280	260	—	1886	660	200	150	65	20	50	25	240,0	280,0
—	—	—	640	300	280	—	2141	715	220	170	65	20	50	25	342,0	393,0
—	—	—	805	300	280	—	2371	840	220	170	65	20	50	25	401,0	458,0

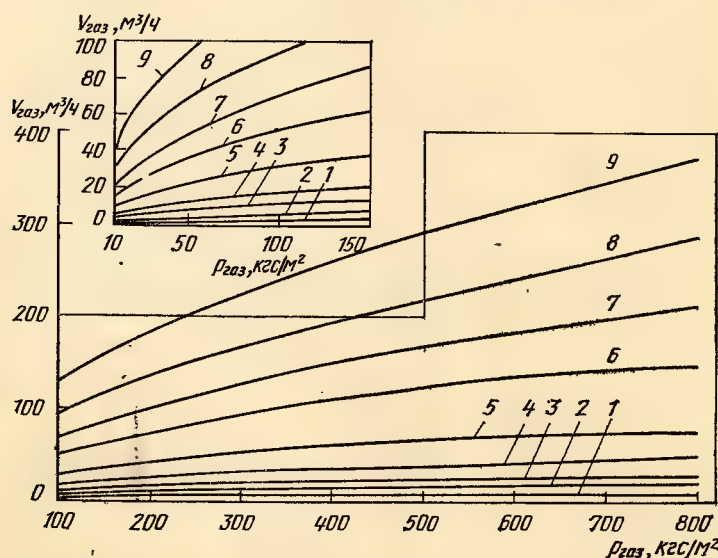


Рис. 5.14. Зависимость расхода природного газа $V_{\text{газ}}$ от давления $p_{\text{газ}}$ в горелках ГНП с наконечником типа А. Номера кривых 1—9 соответствуют горелкам ГНП-1—ГНП-9

При применении в горелке металлических трубок из стали температура нагрева составляет $\leq 900^\circ\text{C}$, из нержавеющей — $\leq 1100^\circ\text{C}$; горелки устанавливают на поду и стенах печей.

Форсунки. Нормализованные форсунки конструкции Стальпроекта используют для отопления нагревательных и плавильных печей мазутом, а также в комбинации с газом [19]. Разработано семь типоразмеров форсунок. Схема горелки показана на рис. 5.26. Конструкция форсунки с двойным

распылением показана на рис. 5.27. Геометрические размеры форсунок приведены в табл. 5.11, производительность форсунок определена при давлении 2 кгс/см².

Гидравлическая характеристика форсунок при работе на мазуте показана на рис. 5.28.

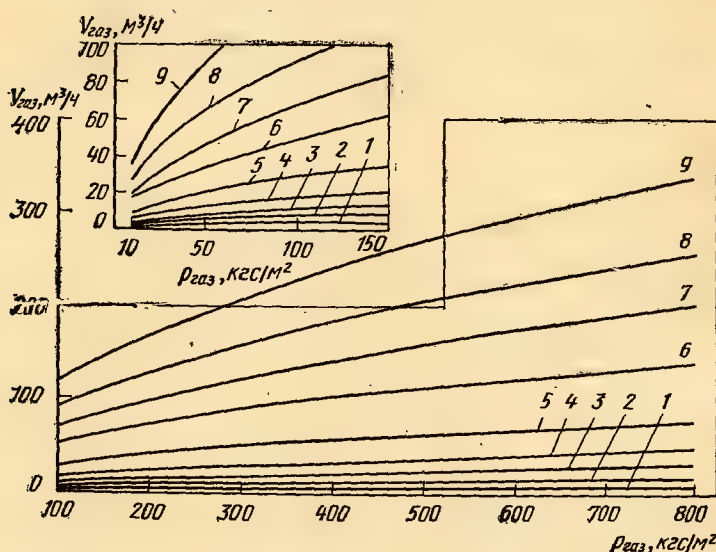
В качестве распылителя мазута можно применять сжатый воздух давлением 6 кгс/см² или насыщенный пар давлением 5 кгс/см² (лучшие показатели по распылению наблюдаются при использовании пе-

ТАБЛИЦА 5.11

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ РАЗМЕРЫ ФОРСУНОК ТИПА ФВД

Типоразмер форсунки*	Диаметры труб, дюймы				Размеры форсунок, мм									Масса, кг
	d	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	d_6	d_7	d_8	d_9	L	l	l_1	
100	1	1 1/2	1 1/2	1 1/2	3,0	10	10,8	12	16	17	1270	170	1050	10,2
150	1	1 1/2	3/4	1 1/2	3,8	10	11,3	15	19	20	1270	170	1050	10,2
200	1	1 1/2	3/4	1 1/2	4,3	10	11,7	17	21	22	1270	170	1050	10,2
300	1 1/4	2	1	3/4	5,3	10	12,5	21	25	26	1270	170	1050	12,9
300-II	1 1/4	2	1	3/4	5,3	10	10,5	21	25	26	1470	170	1250	14,8
400-I	1 1/4	2	1	3/4	6,0	10	13,0	24	28	29	1270	170	1050	12,9
400-II	1 1/4	2	1	3/4	6,0	10	13,0	24	28	29	1270	170	1250	14,8
500	1 1/4	2	1	1	6,8	13	16,0	27	31	32	1470	170	1250	14,9
600	1 1/4	2	1	1	7,5	13	16,5	29	33	34	1470	170	1250	14,9

* Цифры обозначают пропускную способность, кг.

Рис. 5.15. Зависимость расхода природного газа $V_{\text{газ}}$ от давления $p_{\text{газ}}$ в горелках ГНП с наконечником типа Б (1—9 — см. на рис. 5.14)

регретого пара). Удельный расход воздуха составляет 1,3 кг, а насыщенного пара 1,0 кг на 1 кг мазута.

Конструкция форсуночной коробки двух типов (табл. 5.12) показана на рис. 5.29; зависимость пропускной способности коробки по воздуху от его давления представлена на рис. 5.30.

Горелочные туннели применяют для стабилизации процесса горения. На рис. 5.31 показан горелочный туннель горелок типа ГМГм. Ниже приведены геометрические размеры туннелей горелок типа ГМГм [15]:

Типоразмер горелки	D_1	L_{11} мм	L_{21} мм	L_{31} мм	α_{11} °C	α_{21} °C
1,5м	250	50	125	250	15	30
2м	270	60	150	250	15	30
4м	370	80	200	320	15	30
5м	370	80	200	320	15	30

На рис. 5.32 показана конструкция горелочного туннеля инжекционных горелок типов В и ВП.

Ниже приведены геометрические размеры туннелей горелок типов В и ВП, мм:

$d_{\text{в.г}}$	d	D	l	L
15	20	45	10	120
18	25	50	10	130
21	30	55	10	140
24	35	60	10	150
28	40	70	10	170
32	45	80	10	200
37	50	90	15	230
42	55	100	15	260
48	60	115	15	300
56	70	135	15	350
65	80	155	15	400
75	95	180	15	450

$d_{н.р}$	d	D	l	Продолжение L
86	110	180	15	450
100	130	240	20	450—600
116	150	280	20	450—700
134	175	320	20	450—800
154	200	370	25	500—800
178	230	430	25	500—800
205	260	500	25	500—800
235	300	570	25	500—800
270	340	650	25	500—800

Расчет инжекционных горелок (рис. 5.33) производят по формуле [20]

$$D_3/d_{газ} = \sqrt{(1+v)(1-v/\lambda)(1+\xi/2)}, \quad (5.12)$$

где $d_{газ}$ — диаметр газового сопла, м; D_3 — диаметр кратера, м; v — объемный коэффициент инжекции; $v = V_{воз}/V_{газ}$; $\lambda = \rho_{газ}/\rho_{воз}$ — отношение плотности газа к плотности инжектируемого воздуха (при 0°C и 760 мм рт. ст.); ξ — коэффициент сопротив-

ления горелки; ориентировочно $\xi = 0,2$.

Площадь поперечного сечения газового сопла определяют по следующим формулам:

а) при $P_1 < 1000$ кгс/м²

$$V_{газ} = 3600f\mu \sqrt{[2g(P_1 - P_2)]/\rho_{газ}}, \quad (5.13)$$

где $V_{газ}$ — расход газа, м³/ч; f — площадь поперечного сечения сопла, м²; μ — коэффициент расхода; $\mu = 0,6 \div 0,9$; P_1 — давление газа перед соплом, кгс/м²; P_2 — давле-

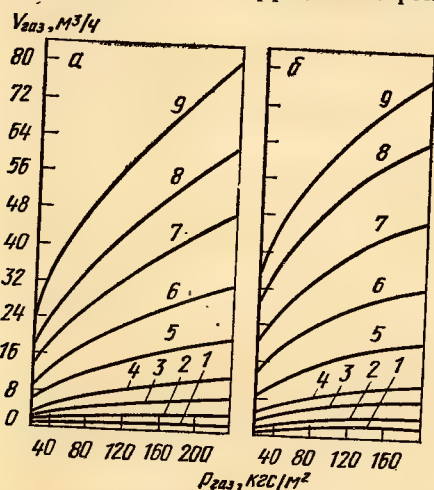


Рис. 5.16. Зависимость расхода сжиженного газа $V_{газ}$ от давления $P_{газ}$ в горелках ГНП с наконечником типа А (а) и типа Б (б) (1—9 — см. на рис. 5.14)

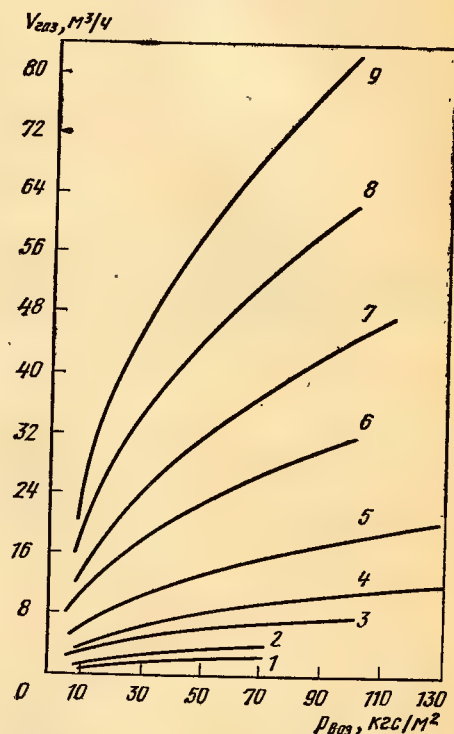


Рис. 5.18. Зависимость расхода сжиженного газа $V_{газ}$ от давления воздуха $P_{воз}$ в горелках ГНП (1—9 — см. на рис. 5.14)

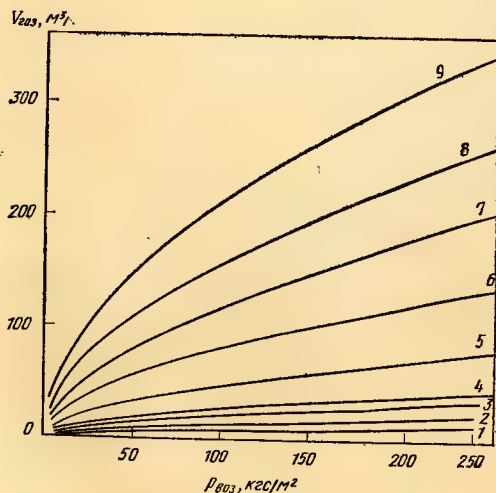


Рис. 5.17. Зависимость расхода природного газа $V_{газ}$ от давления воздуха $P_{воз}$ в горелках ГНП (1—9 — см. на рис. 5.14)

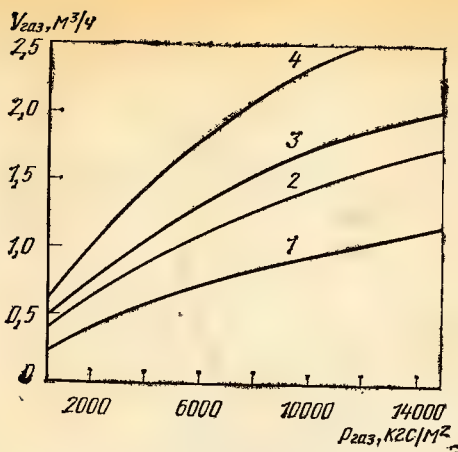


Рис. 5.20. Зависимость расхода природного газа $V_{\text{газ}}$ от давления $p_{\text{газ}}$ в инжекционных горелках типа ВП:

1 — ВП-15; 2 — ВП-18; 3 — ВП-21; 4 — ВП-24

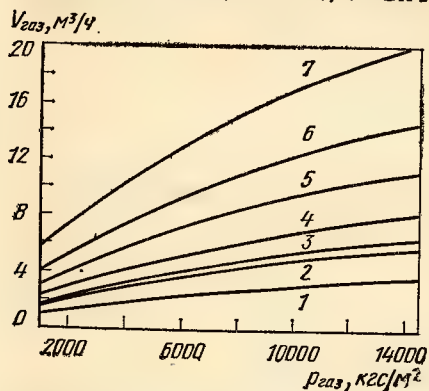


Рис. 5.21. Зависимость расхода природного газа $V_{\text{газ}}$ от давления $p_{\text{газ}}$ в инжекционных горелках типа ВП:

1 — ВП-28; 2 — ВП-32; 3 — ВП-37; 4 — ВП-42; 5 — ВП-48; 6 — ВП-56; 7 — ВП-65

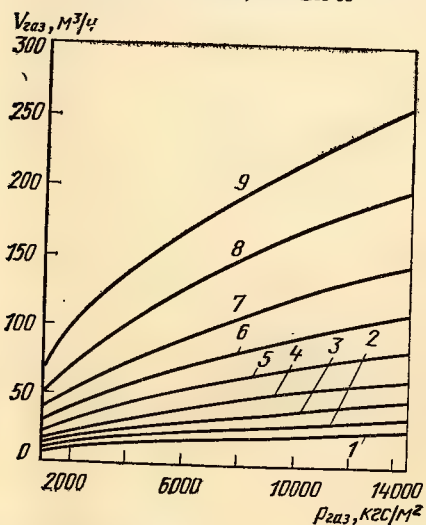


Рис. 5.22. Зависимость расхода природного газа $V_{\text{газ}}$ от давления $p_{\text{газ}}$ в инжекционных горелках типа ВП:

1 — ВП-75; 2 — ВП-86; 3 — ВП-154; 4 — ВП-116; 5 — ВП-134; 6 — ВП-154; 7 — ВП-178; 8 — ВП-205; 9 — ВП-235

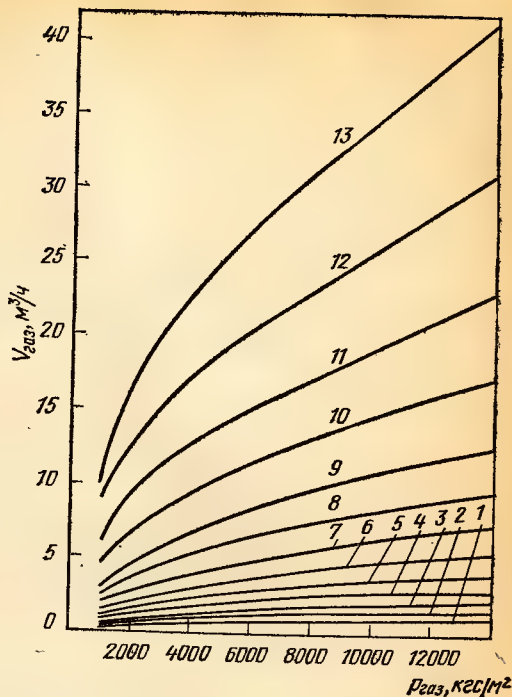


Рис. 5.23. Зависимость расхода природного газа $V_{\text{газ}}$ от давления $p_{\text{газ}}$ в инжекционных горелках типа В:

1 — В-15; 2 — В-18; 3 — В-21; 4 — В-24; 5 — В-23; 6 — В-32; 7 — В-37; 8 — В-42; 9 — В-48; 10 — В-56; 11 — В-65; 12 — В-75; 13 — В-86

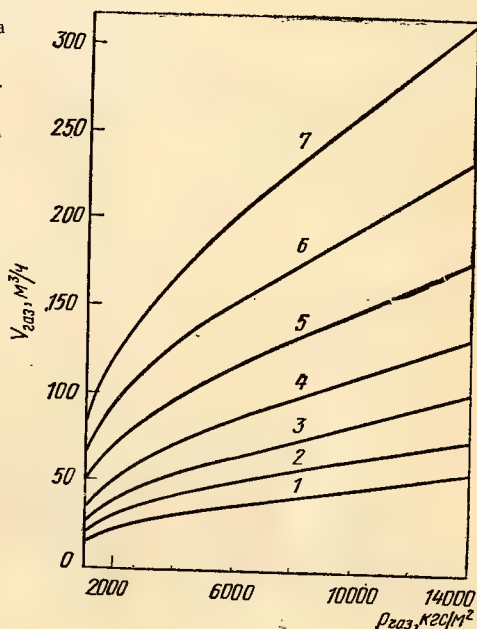


Рис. 5.24. Зависимость расхода природного газа $V_{\text{газ}}$ от давления $p_{\text{газ}}$ в инжекционных горелках типа В:

1 — В-100; 2 — В-116; 3 — В-134; 4 — В-154; 5 — В-178; 6 — В-205; 7 — В-235

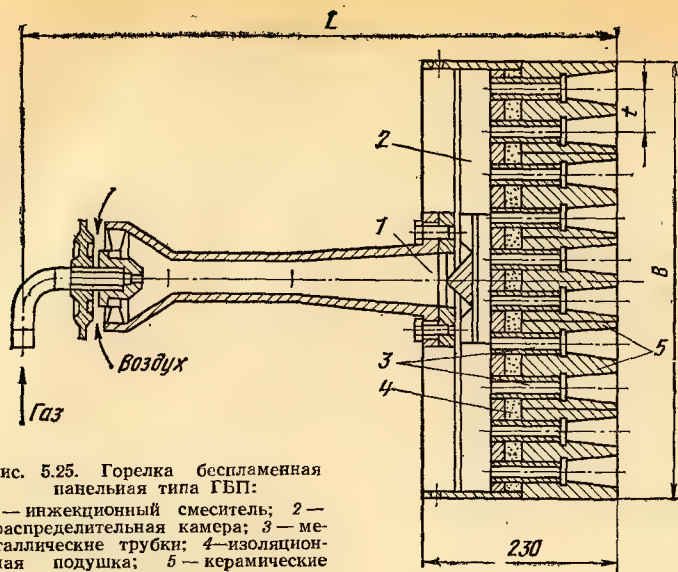


Рис. 5.25. Горелка беспламенная панельная типа ГБП:
1 — инжекционный смеситель; 2 — распределительная камера; 3 — металлические трубки; 4 — изоляционная подушка; 5 — керамические призмы

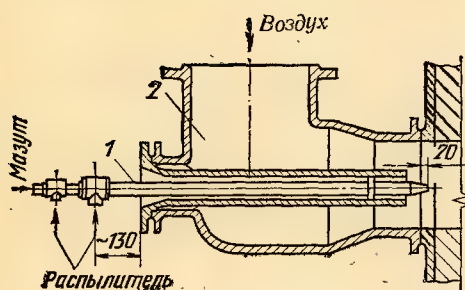


Рис. 5.26. Схема горелки конструкции Стальпроекта:
1 — форсунка; 2 — форсуночная коробка

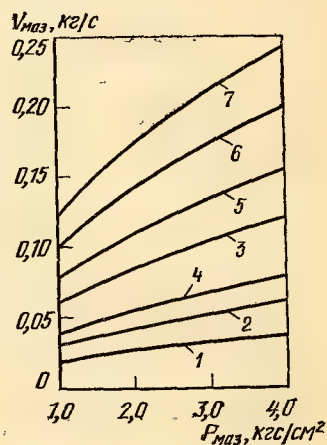


Рис. 5.28. Зависимость производительности форсунки от давления мазута перед ней $P_{\text{маз}}$:
1 — ФВД-100; 2 — ФВД-150; 3 — ФВД-200; 4 — ФВД-300; 5 — ФВД-400; 6 — ФВД-500; 7 — ФВД-600

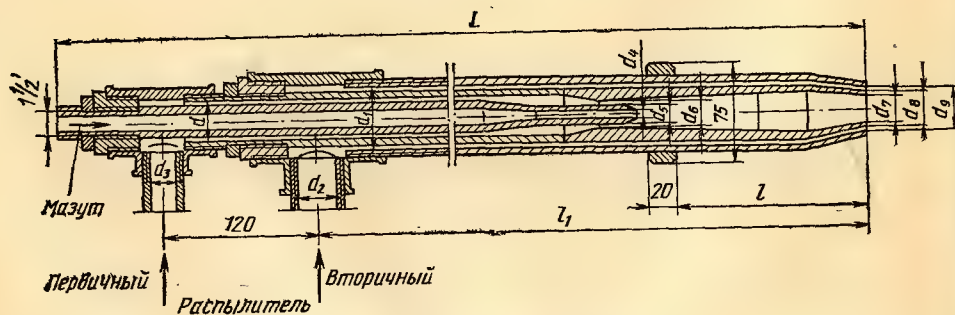


Рис. 5.27. Форсунка с двойным распылением

ТАБЛИЦА 5.12

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ РАЗМЕРЫ ФОРСУНОЧНЫХ КОРОБОК, мм

Номер коробки	D	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	D_7	D_8	L	L_1	L_2	H	n	n_1	n_2	d	Масса коробки, кг
1	150	225	260	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	184
2	175	225	290	250	350	390	—	—	—	—	—	—	$\frac{525}{500}$ $\frac{250}{300}$	8	—	—	—	188
3	200	280	315	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	12	—	—	192
4	200	280	315	300	400	440	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	18	204
5	250	335	370	300	400	440	150	240	280	900	850	550	300	—	—	8	—	209
6	250	335	370	350	460	510	—	—	—	—	—	500	300	—	16	—	—	219
7	275	365	400	300	400	440	—	—	—	—	—	—	—	—	12	—	—	214
8	300	395	435	400	495	535	—	—	—	—	—	—	—	12	—	—	—	254
9	300	395	435	450	550	590	—	—	—	—	—	600	400	—	—	—	23	347
10	350	445	485	500	600	640	250	335	370	1100	1250	$\frac{650}{600}$	—	—	16	12	—	363
11	425	520	560	500	600	640	250	335	370	1100	1250	$\frac{650}{600}$	—	—	—	—	—	374
12	500	600	640	570	885	945	—	—	—	—	—	$\frac{650}{575}$ $\frac{450}{500}$	—	—	—	—	—	432

Примечание. Размер в числителе относится к коробке типа А, в знаменателе — к коробке типа Б.

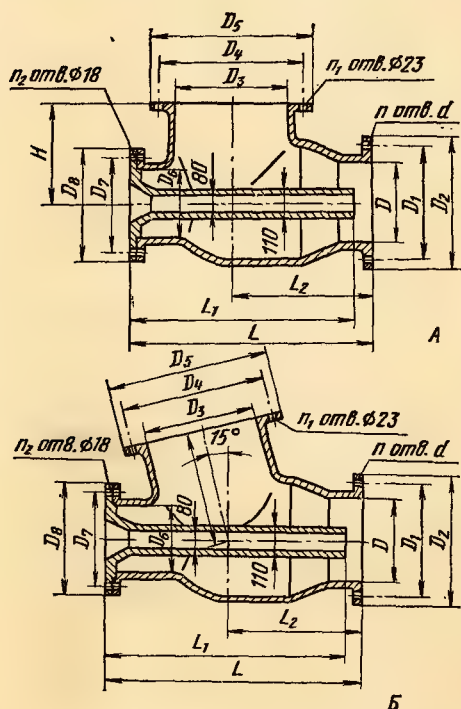


Рис. 5.29. Форсуночные коробки типов А и Б

ние среды, в которую вытекает газ, кгс/м²; $\rho_{\text{газ}}$ — плотность газа, кг/м³; g — ускорение свободного падения, м/с²;

б) при $P_1 > 1000$ кгс/м² и $P_2/P_1 > 0,538$.

На основании экспериментов определены оптимальные размеры горелочного туннеля инжекционных горелок [18]: $D_T = (2,4 \div 3,0) d_{\text{н.г}}$ мм; $L_T = (2,4 \div 2,7) D_T$ мм;

$$V_{\text{газ}} = 3600/\mu \times$$

$$\times \sqrt{2g \frac{k}{k-1} RT_1 \left[1 + \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \quad (5.14)$$

где R — газовая постоянная, кгс·м/(кг·°С); T_1 — абсолютная температура газа перед соплом, К; k — показатель адиабаты.

Газовую постоянную определяют из выражения, кгс·м/(кг·°С)

$$R = P/T_1 \rho_{\text{газ}}^0. \quad (5.15)$$

В выражении (5.14) давление, плотность и температура отнесены к нормальным условиям, т. е.

$$R = 10\,330/273 \rho_{\text{газ}}^0. \quad (5.16)$$

При отношении давлений $P_2/P_1 < 0,538$ вместо цилиндрического сопла применяют сопло Лавала, тогда:

$$G = 3600 a f_0 \sqrt{P_1/v_1}, \quad (5.17)$$

где G — массовый расход газа, кг/ч; a — коэффициент для природного газа, $a = 2,08$; f_0 — наименьшее сечение сопла Лавала, м²; P_1 — абсолютное давление газа перед соплом, кгс/м²; v_1 — удельный объем газа перед соплом, м³/кг;

$$a = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}}}. \quad (5.18)$$

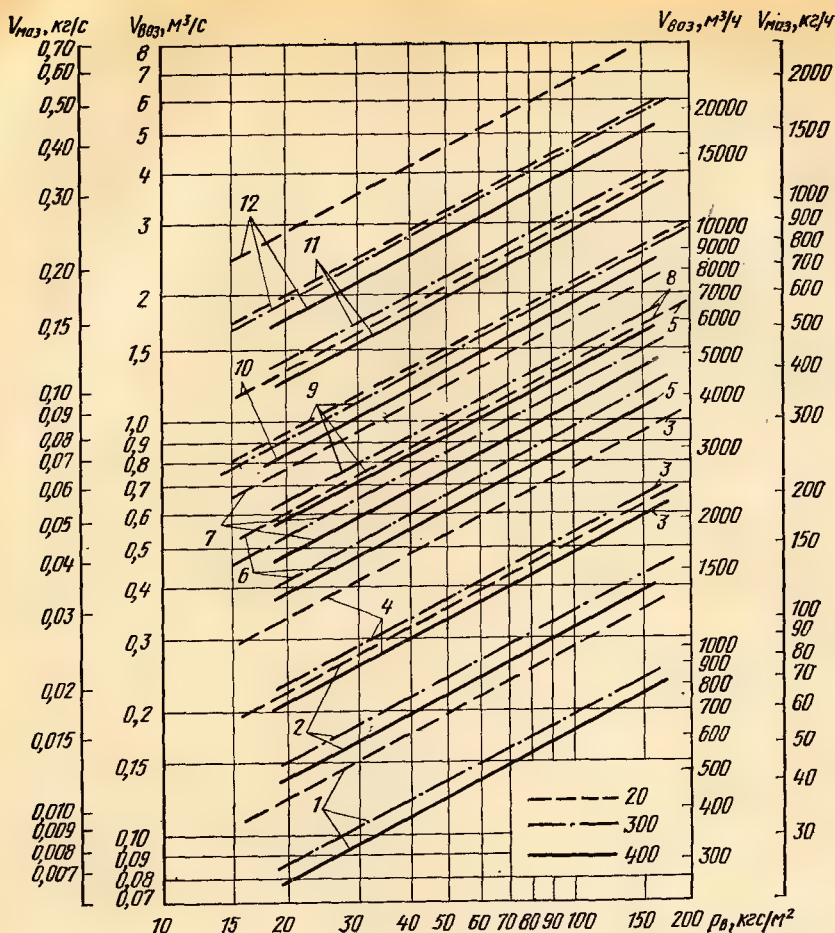


Рис. 5.30. Зависимость пропускной способности форсуночной коробки по воздуху от его давления (1—12 — номера форсуночных коробок)

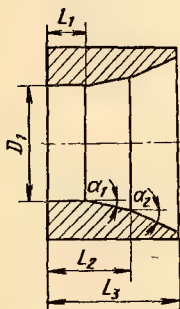


Рис. 5.31. Горелочный туннель горелки типа ГМГМ

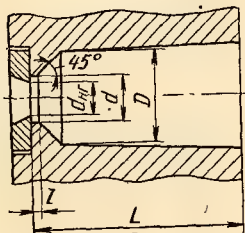


Рис. 5.32. Горелочный туннель инжекционных горелок типов В и ВП

Ниже представлены значения коэффициентов a , k и $v_{кр}$ ($v_{кр} = P_2/P_1$) для разных газов [21]:

Газ	Воздух	Метан	Этан	Пропан	Бутан	Пентан	Природный
a	2,14	2,08	1,97	1,95	1,95	1,95	2,08
k	1,40	1,31	1,20	1,13	1,11	1,09	1,31
$v_{кр}$	0,528	0,537	0,563	0,570	0,572	0,573	0,538

Порядок расчета основных размеров инжекционной горелки следующий:

1. По процентному составу газа рассчитывают теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 м³ газа, затем определяют действительное количество воздуха при выбранном коэффициенте расхода воздуха α .

2. По отношению P_2/P_1 определяют тип газового сопла — цилиндрическое или сопло Лавалля.

3. При $P_1 \leq 1000$ кгс/м² сечение сопла f определяют из выражения (5.13); $P_1 > 1000$ кгс/м² — по формуле (5.14).

4. По сечению сопла f определяют его диаметр, м:

$$d_{газ} = \sqrt{f/0,785} \quad (5.19)$$

5. Диаметр носика горелки определяют из выражения (5.12). Остальные размеры оп-

где L_f — длина диффузионного факела, м; $V_{\text{воз}}^0$ — теоретически необходимый расход воздуха для сжигания 1 м³ газа, м³/м³; для природного газа $V_{\text{воз}}^0 = 9,7$ м³/м³; $d_{\text{газ}}$ — диаметр газового отверстия, м; $\rho_{\text{газ}}$ и $\rho_{\text{воз}}$ — плотность газа и воздуха, кг/м³ ($\rho_{\text{газ}} = 0,79$ кг/м³, $\rho_{\text{воз}} = 1,293$ кг/м³); $k_{\text{газ}}$ и $k_{\text{воз}}$ — поправочные коэффициенты на температуру и скорость газа и воздуха определяют из выражений:

$$k_{\text{газ}} = \sqrt{273/T} / (1 + 4/W_{\text{газ}}), \quad (5.31)$$

где T — температура газа, К; $W_{\text{газ}}$ — действительная скорость газа, м/с;

$$k_{\text{воз}} = \frac{1}{[1 + (V_{\text{воз}}^0 \rho_{\text{воз}}^0 W_{\text{воз}} / \rho_{\text{газ}}^0 W_{\text{газ}})]}. \quad (5.32)$$

Для предотвращения проскока пламени в горелку и перегрева металлических частей горелки скорость воздуха в носике горелки принимают равной 30—40 м/с для высококалорийных и 10—15 м/с — для низкокалорийных газов.

Диаметр газового коллектора D_k должен быть рассчитан так, чтобы общая площадь отверстий для выхода газа составляла 10 % площади коллектора при одностороннем подводе газ. Шаг между осями отверстий $d_{\text{газ}}$ для плоских коллекторов должен быть больше D_c . Абсолютный шаг t , м, в потоке между струями диаметром $d_{\text{газ}}$, развиваю-

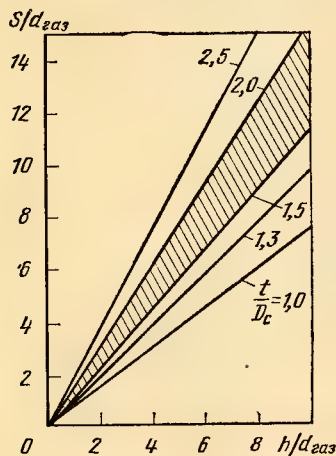


Рис. 5.37. Зависимость относительного шага между отверстиями газового коллектора $s/d_{\text{газ}}$ от относительной глубины проникновения струи $h/d_{\text{газ}}$ (заштрихована предпочтительная область)

щимся в кольцевом сечении горелки по окружности, определяют из выражения: $t = \pi D_k / n$, где n — число струй по окружности.

На рис. 5.37 показана зависимость относительного шага между отверстиями газового коллектора от относительной глубины проникновения струи в воздушный поток.

Перед входом воздуха в носик горелки рекомендуется выполнять конический пере-

ход для снижения влияния входного патрубке горелки на неравномерность скоростного поля. Отношение квадратов диаметров носика горелки и корпуса должно быть $D_{\text{н.г.}}^2 / D_k^2 = 0,6 \div 0,8$.

Перерасчет газовых горелок. При изменении плотности газа, теплоты сгорания, давления, температуры противодавления необходимо производить перерасчет газовых горелок с целью сохранения тепловой производительности [19]. Для инжекционных горелок в случае изменения

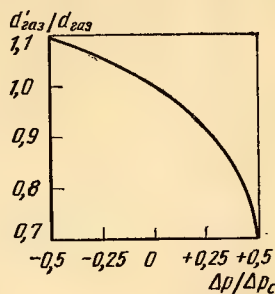


Рис. 5.38. Определение диаметра сопла при изменении противодавления газа в печи и сохранении тепловой мощности горелки (для газов с высокой теплотой сгорания)

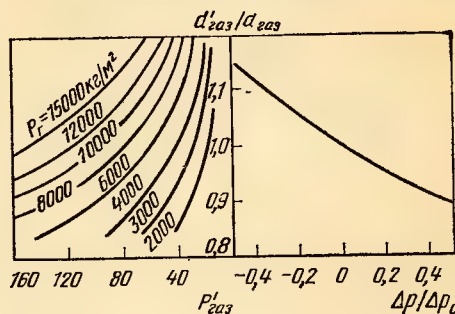


Рис. 5.39. Определение диаметра газового сопла при изменении противодавления газа в печи и сохранении тепловой мощности горелки (для газов с высокой теплотой сгорания)

теплоты сгорания или плотности газа диаметр газового сопла при $P_0 = P_{\text{раб}}$, М:

$$d'_{\text{газ}} = d_{\text{газ}} \sqrt{(Q_{\text{н}}^{\text{р}} / Q_{\text{н}}^{\text{р}'}) \sqrt{\rho' / \rho_0}}, \quad (5.33)$$

где $d_{\text{газ}}$ — расчетный диаметр сопла; P_0 и $P_{\text{раб}}$ — расчетное и рабочее давление, кгс/м²; ρ_0 и ρ' — расчетная и действительная (рабочая) плотность газа, кг/м³; $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ и $Q_{\text{н}}^{\text{р}'}$ — рабочая и расчетная теплота сгорания, ккал/м³.

Если конструктивные размеры горелки не изменяются, то для обеспечения ее тепловой мощности давление газа определяют из выражения

$$P_{\text{раб}} = P_0 (\rho' / \rho_0) (Q_{\text{н}}^{\text{р}} / Q_{\text{н}}^{\text{р}'})^2. \quad (5.34)$$

Для инжекционных горелок Стальпроекта при изменении противодавления газа в

печи диаметр сопла определяют по данным рис. 5.38, 5.39:

ным, тепловая мощность уменьшается и ее определяют по формуле, ккал/ч:

$$d_{\text{газ}}^* = d \sqrt{\frac{1 + \sqrt{\frac{p_{\text{печ}} + \Delta p}{\Delta p_c} \left(2 - \frac{p_{\text{печ}}}{\Delta p_c}\right)}}{2 - (p_{\text{печ}}/\Delta p_c)}}; \quad (5.35)$$

$$\Delta p_c = 0,36 m p_{\text{газ}}^{\text{абс}} (f_1/f_c). \quad (5.36)$$

$$Q_{\text{раб}} = Q_0 \sqrt{(t_0 + 273)/(t_{\text{раб}} + 273)}, \quad (5.41)$$

При давлении газа < 2000 кгс/м²

$$\Delta p_c = 0,36 p_{\text{газ}} (f_{\text{газ}}/f_c). \quad (5.37)$$

При $\Delta p_{\text{печ}} = 0$

$$\frac{d'_{\text{газ}}}{d_{\text{газ}}} = \sqrt{\left(1 + \sqrt{1 - 2 \frac{\Delta p}{\Delta p_c}}\right)/2}, \quad (5.38)$$

где Δp — изменение давления в печи по сравнению с расчетным, кгс/м²; $p_{\text{печ}}$ — давление в печи, кгс/м².

Коэффициент m определяют по рис. 5.40.

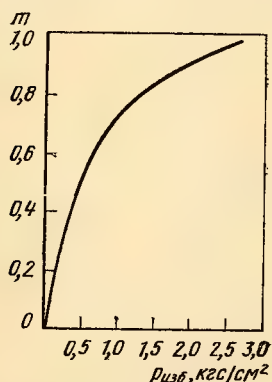


Рис. 5.40. Зависимость коэффициента m от избыточного давления газа перед горелкой

Для двухпроходных горелок при изменении характеристик топлива давление газа перед горелкой для сохранения ее тепловой мощности определяют по формуле

$$p_{\text{раб}} = p_0 (p'/p_0) (Q_{\text{н}}^p/Q_{\text{н}}^p)^2. \quad (5.39)$$

Давление воздуха перед горелкой определяют из выражения

$$p_{\text{раб}} = p_0 (Q_{\text{н}}^p/Q_{\text{н}}^p) (V_{\text{воз,раб}}^0/V_{\text{воз}}^0)^2, \quad (5.40)$$

где p_0 — расчетное давление перед горелкой; $V_{\text{воз}}^0$ — расчетный теоретический расход воздуха, м³/м³; $V_{\text{воз,раб}}^0$ — теоретический расход воздуха при рабочих условиях, м³/м³.

При увеличении подогрева воздуха, если давление перед горелкой остается неизмен-

ным, тепловая мощность уменьшается и ее определяют по формуле, ккал/ч:

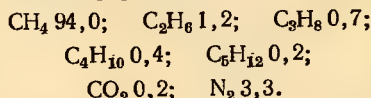
Для сохранения тепловой мощности горелки при увеличении подогрева воздуха давление воздуха перед горелкой определяют из выражения

$$p_{\text{раб}} = p_0 [(273 + t_{\text{раб}})/(273 + t_0)]. \quad (5.42)$$

Следует отметить, что перерасчеты горелок по приведенным формулам можно производить при постоянном коэффициенте сопротивления горелки по газу и по воздуху.

Пример расчета инжекционной горелки. Определить размеры инжекционной горелки для сжигания природного газа. Производительность горелки 4,5 м³/ч. Давление газа перед горелкой 0,3 кгс/см². Коэффициент расхода воздуха на горелку $\alpha = 1,1$. Давление газа в топочном пространстве отсутствует.

1. Состав природного газа следующий, %:



2. Плотность газа $\rho = \text{CH}_4 \rho_1 + \text{C}_2\text{H}_6 \rho_2 + \text{C}_3\text{H}_8 \rho_3 + \text{C}_4\text{H}_{10} \rho_4 + \text{C}_5\text{H}_{12} \rho_5 + \text{CO}_2 \rho_6 + \text{N}_2 \rho_7$ кг/м³, где CH_4 , C_2H_6 ... — процентное содержание компонента в природном газе; ρ_1 , ρ_2 ... — соответствующая плотность компонента газа.

$$\begin{aligned} \rho_{\text{газ}} &= 0,94 \cdot 0,72 + 0,012 \cdot 1,34 + \\ &+ 0,007 \cdot 1,97 + 0,004 \cdot 2,59 + 0,002 \cdot 3,21 + \\ &+ 0,002 \cdot 1,99 + 0,033 \cdot 1,25 = 0,769 \text{ кг/м}^3. \end{aligned}$$

3. Количество воздуха, теоретически необходимое для сжигания 1 м³ газа:

$$\begin{aligned} L_0 &= 4,76 (2\text{CH}_4 + 3,5\text{C}_2\text{H}_6 + 5\text{C}_3\text{H}_8 + \\ &+ 6,5\text{C}_4\text{H}_{10} + 8\text{C}_5\text{H}_{12}); \\ L_0 &= 4,76 (2 \cdot 0,94 + 3,5 \cdot 0,012 + 0,07 \cdot 5 + \\ &+ 0,004 \cdot 6,5 + 0,002 \cdot 8) = 9,5 \text{ м}^3/\text{м}^3. \end{aligned}$$

4. Действительное количество воздуха с учетом коэффициента расхода воздуха: $V_0 = L_0 \alpha$; $V_0 = 9,5 \cdot 1,1 \approx 10,5$ м³/м³.

5. Тип газового сопла: $v = P_2/P_1 = 10000/13000 = 0,77$. Так как $v > 0,538$, то выбираем простое цилиндрическое сопло и расчет ведем по формуле (5.14).

6. Сечения газового сопла при давлении 0,3 кгс/см² и расходе газа 4,5 м³/м³:

$$f_i = \frac{4,5}{3600 \cdot 0,85 \sqrt{2,9,81 \frac{1,31}{0,31} 49,3 \cdot 293 \left(1 - \frac{10000}{13000} \cdot \frac{0,31}{0,31}\right)}} = 5,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

где $\mu = 0,85$; $T_1 = 293 \text{ К}$; $K = 1,31$.

Универсальную газовую постоянную определяем по формуле: $R = 10333/T_1 \rho_{\text{газ}} = 10333/(273 \cdot 0,769) = 49,3 \text{ кгс} \cdot \text{м}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{С})$.

7. Диаметр выходного сечения газового сопла определяем по формуле (5.19):

$$d_{\text{газ}} = \sqrt{f/0,785} = \sqrt{(5,5 \cdot 10^{-6})/0,785} = 0,0026 \text{ м} = 2,6 \text{ мм}.$$

8. Объемный коэффициент инжекции, необходимый для работы горелки: $v = V_{\text{воз}}/V_{\text{газ}} = 10,5/1 = 10,5$.

Принимаем скорость воздуха в смесителе при номинальном расходе равной 30 м/с.

Принимаем скорость газа в газовом коллекторе, равной 10 м/с.

1. Диаметр газового коллектора:

$$D_K = \sqrt{V_{\text{газ}}/(0,785 \cdot 3600)} = \sqrt{150/(0,785 \cdot 10 \cdot 3600)} = 0,072 \text{ м} = 72 \text{ мм}.$$

С учетом толщины стенки коллектора $D_K = 80 \text{ мм}$.

2. Диаметр носика горелки:

$$d_{\text{н.г}} = \sqrt{\frac{V_{\text{воз}}}{W_{\text{воз}} \cdot 3600 \cdot 0,785} + (d_K^1)^2} = \sqrt{\frac{1575}{30 \cdot 3600 \cdot 0,785} + 0,08^2} = 0,158 \text{ м}.$$

9. Соотношение плотностей газа и воздуха: $\lambda = \rho_{\text{газ}}/\rho_{\text{воз}} = 0,769/1,293 = 0,594$.

10. Для определения диаметра кратера горелки надо подставить все величины в основное уравнение инжекции (5.12). Коэффициент сопротивления горелки по воздуху $\xi = 0,2$:

$$\frac{D_3^2}{d_{\text{газ}}^2} = \sqrt{(1 + 10,5) \left(1 - \frac{10,5}{0,594}\right) \left(1 + \frac{0,2}{2}\right)} = 15,4;$$

$$D_3 = d_{\text{газ}} \cdot 15,4 = 0,0026 \cdot 15,4 = 0,04 \text{ м}.$$

11. Длину смесителя определяем из выражения (5.20): $l_1 = 4 \cdot 0,04 = 0,16$.

12. Выходной диаметр диффузора определяем из выражения (5.24): $D_4 = 1,25 \cdot D_3 = 1,25 \cdot 0,04 = 0,05 \text{ м}$.

13. Длину диффузора определяем из (5.21): $l_2 = (0,05 - 0,04)/2 \cdot 0,123 = 0,040 \text{ м}$.

14. Длину конфузора определяем из выражения (5.25): $l_4 = D_3 = 0,04 \text{ м}$.

15. Длину цилиндрической части носика горелки определяем из выражения: $l_5 = 0,15 \cdot 0,04 = 0,006 \text{ м}$.

Пример расчета двухпроводной горелки с внутренним смесителем. Рассчитать диаметр и количество струй на поверхности смесителя, при которых достигается равномерное заполнение объема воздуха газовыми струями.

Расход природного газа на горелку 150 м³/ч, состав природного газа тот же, что в предыдущем примере. $L_0 = 9,5 \text{ м}^3/\text{м}^3$; $\alpha = 1,1$; $V_0 = 10,5 \text{ м}^3/\text{м}^3$.

Расход воздуха на горелку: $V_{\text{воз}} = 150 \times 10,5 = 1575 \text{ м}^3/\text{ч}$.

$$W_{\text{газ}} = (h\eta W_{\text{воз}})/(k_s d_r) \sqrt{\rho_{\text{воз}}/\rho_{\text{газ}}}.$$

Поправочный коэффициент η , учитывающий увеличение объема воздуха за счет объема газа: $\eta = (V_{\text{воз}} \rho_{\text{воз}} + V_{\text{газ}} \rho_{\text{газ}})/V_{\text{воз}} \rho_{\text{воз}} = (1575 \cdot 1,293 + 150 \cdot 0,769)/1575 \times 1,293 = 1,056$.

Коэффициенты $k_s = 1,6$, $k_\alpha = 1,0$.

Диаметр газового отверстия принимаем в первом приближении равным 10 мм:

$$W_{\text{газ}} = \frac{35 \cdot 1,056 \cdot 30}{10 \cdot 1,6 \cdot 1,0} \sqrt{\frac{1,293}{0,769}} = 89,86 \text{ м/с}.$$

5. Диаметр струи газа на расстоянии h от плоскости выхода газа: $D = 0,75 \cdot h = 0,75 \cdot 35 = 26,25 \text{ мм}$.

6. Общая площадь сечения, необходимая для выхода газа: $F_{\text{газ}} = V_{\text{газ}}/(W_{\text{газ}} \cdot 3600) = 150/(89,86 \cdot 3600) = 0,00046 \text{ м}^2$.

7. Количество отверстий в газовом коллекторе диаметром 10 мм: $n = V_{\text{газ}}/0,785 d^2 = 150/(0,785 \cdot 0,01^2) = 5,86 \text{ шт}$.

При выбранном диаметре газового отверстия получено шесть отверстий в газовом коллекторе.

Глава 6

ПРОМЫШЛЕННЫЕ КОТЛЫ И ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ [1—19]

1. Промышленные котлы

Основные технические характеристики котлов, выпускаемых отечественными заводами, приведены в табл. 6.1—6.3.

В комплект поставки котлов Бийского котельного завода входят:

1) металлическая обшивка, опорная рама, каркас, помосты и лестницы, обдувоч-

ТАБЛИЦА 6.1

**ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ БАРАБАНЫХ КОТЛОВ
БАРНАУЛЬСКОГО И БЕЛГОРОДСКОГО КОТЕЛЬНЫХ ЗАВОДОВ**

Маркировка котла		Топливо	Способ сжигания топлива	Поверхность нагрева, м ²				Масса котла, т
по ГОСТу	заводская			экранов	пароперегревателя	экономизера	воздухоподогревателя	
E-15-40	СУ-15-40Р	Каменный уголь ПС	Слоевой в топке ПМЗ-ЛЦР	212	99,4	265	402	66
E-20-40	СУ-20-40	Каменный уголь	То же	168,5	107,5	318,5	572	75
E-20-3з	ТС-20-39-У	Каменный уголь и АШ	Слоевой в топке БЦРМ	300	159	390	400	85
E-20-39	ТП-20-У	Отсевы донецких длиннопламенных углей	Факельный	335	195	260	1200	100
E-20-40	С-20-40	Эстонские сланцы	»	560	143	150	990	158
E-25-40	Б-25-15ГМ	Газ, мазут	Факельный	340	112	316	594	118
E-25-24ГМ	Е-25-24ГМ	» »	»	—	—	—	—	91,9
E-25-14ГМ	Е-25-14ГМ	» »	»	—	—	—	—	91
E-35-40	Б-35-40	Бурые угли	»	722	291	318	1485	208
E-35-40	К-35-40	Каменный уголь	»	722	324	379	1485	207
E-35-40	С-35-40	Эстонские сланцы	»	860	300	270	1540	219
E-35-40ГМ	БГМ-35-М	Газ, мазут	»	—	—	—	—	129,9
E-35-40	Т-35-40	Торф	»	—	—	—	—	214,2
E-50-40	БМ-35РФ	Мазут	»	—	—	—	—	176,6
E-45-40ГМ	БГ-45-Р	Газ, мазут	»	405	184	554	800	125
E-50-40	БП-50-40	АШ	»	894	339	549	2473	207
E-50-40	Б-50-40	Бурые угли	»	827	241	576	2582	205
E-50-40	К-50-40	Каменные угли	»	894	410	456	2473	210
E-50-40	Т-50-40	Торф	»	833	181	576	2582	205
E-50-40ГМ	ГМ-50-40	Газ, мазут	»	715	185	524	1428	145
E-50-14	К-50-14	Каменные и бурые угли, торф	»	—	—	—	—	266,2
E-50-14	ГМ-50-14	Газ, мазут	»	—	—	—	—	148,6
E-75-40ГМ	БКЗ-75-40ГМ	То же	»	—	—	—	—	263
E-75-40	БКЗ-75-40	АШ, каменные и бурые угли	»	1300	520	940	4200	340
E-75-40	КМ-74-50	Кора, уголь, мазут, газ	Слоевой и факельный	1500	620	810	4200	410
E-75-39	БКЗ-75-39ФБ	Каменные и бурые угли, торф	Факельный	—	—	—	—	338,2
E-75-39	БКЗ-75-38ФСЛ	Сланец	»	—	—	—	—	445

Примечания: 1. В маркировке котлов по ГОСТ 3619—69: Е — паровой стационарный котел с естественной циркуляцией с перегревом и без перегрева пара; первые две цифры — паропроизводительность, т/ч; вторые две цифры — давление пара, кгс/см². В заводской маркировке первые цифры — паропроизводительность, т/ч; вторые цифры — давление пара, кгс/см².

2. Обозначения по ГОСТу относятся к котлам с открытыми камерными топками для сжигания твердого топлива при сухом удалении шлака и золы; для обозначения типоразмеров котлов с другими топками для сжигания других топлив к обозначениям добавляются следующие индексы: ж — топка с жидким шлакоудалением; В — вихревая топка; Ц — циклонная топка; Р — слоевая топка (решетка); Г — газ; М — мазут; ГМ — газ и мазут.

3. Масса котла дана без учета масс арматуры и обдувочных устройств.

ТАБЛИЦА 6.2

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЕРТИКАЛЬНО-ВОДОТРУБНЫХ КОТЛОВ БИЙСКОГО КОТЕЛЬНОГО ЗАВОДА

Маркировка котла		Поверхность нагрева, м	Масса котла, т, для разных топок и разного вида топлива						
по ГОСТу	заводская		ПМЗ-РПК	ПМЗ-ДЦР	ПМЗ-ЧУР	ЧЦР ан-трацит АС и АП	Померан-цева, ЦКТИ, древесные отходы	Шерше-ва, фре-зерный торф	каменная, газ и ма-зут
Е-2,5-14Р	КЕ-2,5-14С	—	9,8	—	—	—	—	—	—
Е-2,5-14	ДКВР-2,5-13	91	6,9	—	—	—	8,6	7,9	6,9
Е-4-14	ДКВР-4-13	138	8,7	—	—	—	10,3	9,7	9
Е-4-14Р	КЕ-4-14С	—	—	11,3	—	—	—	—	—
Е-4-14	ДКВР-4-13-250	129	0,1	—	—	—	10,6	10,2	9,4
Е-6,5-14Р	КЕ-6,5-14С	—	—	13,9	—	—	—	—	—
Е-6,5-14	ДКВР-6,5-13	225	11,3	—	—	—	15,2	13,1	12,2
Е-6,5-14	ДКВР-6,5-13-250	207	12	—	—	—	15,6	13,3	12,6
Е-6,5-24	ДКВР-6,5-23-	225	13,4	—	—	—	17,6	15,8	14,5
Е-6,5-24	ДКВР-6,5-23-370	207	14,7	—	—	—	18,5	16,6	15,4
Е-10-14	ДКВР-10-13	277	16,4	15,2	15,2	16,4	18,6	17,5	15,4
Е-10-14Р	КЕ-10-14С	—	—	18,2	—	—	—	—	—
Е-10-14	ДКВР-10-13-250	255	17	15,7	15,7	17	19,6	18,1	16
Е-10-23	ДКВР-10-23	277	18,7	17,6	17,6	18,9	20,9	19,8	17,8
Е-10-23	ДКВР-10-23-370	255	20,1	18,8	—	—	—	—	—
Е-10-39	ДКВР-10-39	255—296	31,5	—	—	—	—	—	31,3
Е-10-39	ДКВР-10-39-440	202—243	33,3	—	—	—	69,7	—	34,1
Е-20-13	ДКВР-20-13	390	—	44	44	—	—	—	42,3
Е-20-13	ДКВР-20-13-250	358	—	44,4	44,8	—	—	—	42,8
Е-20-23	ДКВР-20-23	390	—	46,9	46,9	—	—	—	45,3
Е-20-23	ДКВР-20-23-250	358	—	47,5	47,5	—	—	—	45,5
Е-25-14Р	КЕ-25-14С	—	—	—	39,2	—	—	—	—
Е-25-24Р	КЕ-25-24С	—	—	—	42,14	—	—	—	—
Е-25-14Р	КЕ-25-14-225С	—	—	—	39,5	—	—	—	—
Е-25-24Р	КЕ-25-24-250С	—	—	—	42,5	—	—	—	—
Е-25-14ГМ	ДЕ-25-14-ГМ	—	—	—	—	—	—	—	21,84
Е-25-14ГМ	ДЕ-25-14-225ГМ	—	—	—	—	—	—	—	22,59
Е-25-24ГМ	ДЕ-25-24ГМ	—	—	—	—	—	—	—	23,95
Е-25-24ГМ	ДЕ-25-24-250ГМ	—	—	—	—	—	—	—	26,48
Е-35-13	ДКВР-35-13-250	452	—	55,9	58,4	64,8	—	—	42,3

ТАБЛИЦА 6.3

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВОДОГРЕЙНЫХ И ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ КОТЛОВ ДОРОГБУЖСКОГО, БИЙСКОГО И БАРНАУЛЬСКОГО КОТЕЛЬНЫХ ЗАВОДОВ

Маркировка котла	Количество циркулирующей воды, т/ч	Масса котла, т	Температура воды, °С
КВ-1М-10, КВ-ТС-10, КВ-ТСВ-10	123,7	—	70/150
КВ-1М-20, КВ-ТС-20, КВ-ТСВ-20	247	—	70/150

Продолжение табл. 6.3

Маркировка котла	Количество циркулирующей воды, т/ч	Масса котла, т	Температура воды, °С
КВ-ГМ-30	370	70	70/150
ПТВМ-30М-2 (на газе)	495	—	70/150
ПТВМ-30М-4 (на газе и мазуте)	430	—	70/150
ПТВМ-30МС (на газе и мазуте, сейсмический 9 баллов)	430	—	70/150
КВ-1М-50	618 (1230)	—	70/110/150

Продолжение табл. 6.3

Маркировка котла	Количество циркулирующей воды, т/ч	Масса котла, т	Температура воды, °C
ПТВМ-50-2	618 (200)	119	70/110/ /150
ПТВМ-50-4	618 (200)	120	70/110/ /150
КВ-ГМ-100	1235 (2460)	170	70/110/ /150
ПТВМ-180	3860	235	70/150
КВ-ТК-100-150-4	2260	550	70/150
КВ-ТК-100-150-5	2260	525	70/150
КВ-ТК-100-150-6	2260	540	70/150

Примечания: 1. В скобках указано количество циркулирующей воды при пиковых нагрузках.

2. В маркировке котлов: КВ — водогрейный; ТС — теплофикационный слоевой; ТСВ — теплофикационный слоевой с воздухоподогревателем; ГМ — на газе и мазуте; ПТВМ — пиковый теплофикационный водогрейный мазутный; ТК — теплофикационный на каменном угле; первая цифра, кроме котлов КВ-ТК-100, — тепловая производительность, Гкал/ч, вторая цифра в маркировке котлов ПТВМ-50-2 и ПТВМ-50-4 и третья у котлов КВ-ТК — схема сборки, вторая цифра у котлов КВ-ТК — температура воды на выходе из котла, °C.

3. Давление воды на входе в котлы 25 кгс/см² и на выходе не менее 8 кгс/см², кроме котлов ПТВМ-30М-2, ПТВМ-30М-4, ПТВМ-30МС, у которых давление воды на входе не более 20 кгс/см².

4. В числителе — на входе воды в котел, в знаменателе — на выходе из котла.

ное устройство, гарнитура и арматура к котлу;

2) регулирующий питательный клапан и сигнализатор предельных уровней воды в барабане;

3) дистанционный привод главного парозапорного органа;

4) газомазутные горелки для котлов, работающих на газе и мазуте, и дополнительные узлы к ним: запально-защитные устройства, воздухопроводы, взрывные клапаны, каркас для крепления горелок;

5) устройство возврата уноса для котлов с механическими толками ПМЗ-РПК, ТЛЗ (ПМЗ-ЛЦР), ТЧЗ (ПМЗ-ЧЦР). В комплект устройства входят высоконапорный центробежный вентилятор, коллектор, воздушные и смесительные трубопроводы, эжекторы, колена и сопла;

6) электропривод типа ПМС-06, $N=0,6$ кВт, $n=170 \div 1300$ об/мин и червячные редукторы Ч-125, $i=20$ и Ч-80Д, $i=40$ для питателей торфа к котлам с топками ЦКТИ системы Шершнева.

Комплектность поставки паровых и водогрейных котлов определяется техническими условиями, выдаваемыми заводом-изготовителем заказчику.

2. Экономайзеры и воздухоподогреватели

Технические характеристики чугунных экономайзеров приведены в табл. 6.4, а основные данные о ребристых трубах экономайзеров — в табл. 6.5.

Преимуществом чугунных экономайзеров перед стальными является их повышенная сопротивляемость химическим и механическим разрушениям. Эти экономайзеры бывают только «некипящего» типа. При этом температура воды на входе и экономайзер должна быть на 5—10 °C выше температуры точки росы уходящих газов, а на выходе из экономайзера — на 40 °C ниже температуры насыщенного пара, соответствующего давлению в котле, при групповом экономайзере и на 20 °C ниже при индивидуальном.

Технические характеристики стальных экономайзеров приведены в табл. 6.6, а воздухоподогревателей — в табл. 6.7.

ТАБЛИЦА 6.4

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ БЛОЧНЫХ ЧУГУННЫХ ЭКОНОМАЙЗЕРОВ СИСТЕМЫ ВТИ (ПРИМЕНИТЕЛЬНО К КОТЛАМ ДКВР)

Маркировка экономайзера	Типоразмер котла ДКВР	Число			Длина, мм	Ширина, мм	Высота, мм	Масса, т
		труб в ряду	рядов по группам	групп в колонке				

Двухколонковые

ЭП2-94	2,5—13	2	4+4	2	2620	850	1970	4,04
ЭТ2-71	2,5—13	2	4+2	2	2620	850	1970	3,51
ЭП2-142	4—13	3	4+4	2	2620	1150	1970	5,42
ЭТ2-106	4—13	3	4+2	2	2620	1150	1970	4,58
ЭП2-236	6,5—13	5	4+4	2	3950	1750	1970	8,18
ЭТ2-177	6,5—13	5	4+2	2	3950	1750	1970	6,75

Маркировка экономайзера	Типораз- мер котла ДКВР	Число			Длина, мм	Ширина, мм	Высота, мм	Масса, кг
		труб в ряду	рядов по группам	групп в колонке				
Одноколонковые								
ЭП1-236	6,5—13	5	4+8+4	3	3950	1000	3669	8,68
ЭТ1-177	6,5—13	5	4+8	2	3950	1000	2840	6,67
ЭП1-330	10—13	7	4+8+4	3	3950	1300	3685	11,45
ЭТ1-248	10—13	7	4+8	2	3950	1300	2840	8,80
ЭП1-808	20—13	9	4+8+4	3	4950	1600	4584	25,5
ЭП1-646	20—13	9	4+8+4	3	4950	1600	3685	20,5
ЭТ1-646	20—13	9	4+8+4	3	4950	1600	3885	20,5

Примечания: 1. Маркировка экономайзеров: П — питательный; Т — теплофикационный; цифра после букв — число колонок; следующие цифры — поверхность нагрева, м².

2. Длина труб в блоках ЭП1-808 и ЭП1-646 3000 мм, в остальных блоках 2000 мм.

3. Число обдувочных устройств в блоке ЭП1-808 — три, в остальных — два.

ТАБЛИЦА 6.5

ОСНОВНЫЕ ДАННЫЕ О РЕБРИСТЫХ ТРУБАХ ЭКОНОМАЙЗЕРОВ СИСТЕМЫ ВТИ

Длина трубы, мм	Число ребер на трубе	Масса одной трубы, кг	Поверхность нагрева с газовой стороны, м ²	Площадь живого сечения для прохода газов, м ²
1500	55	52,2	2,18	0,088
2000	75	67,9	2,95	0,120
2500	95	83,6	3,72	0,152
3000	115	99,3	4,49	0,184

ТАБЛИЦА 6.6

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
СТАЛЬНЫХ ВОДЯНЫХ ЭКОНОМАЙЗЕРОВ
К КОТЛАМ ДКВР

Показатель	ДКВР-2,5	ДКВР-4	ДКВР-6,5	ДКВР-10	ДКВР-20
Тип экономайзера	I-2	II-2	III-2	IV-1	V-1
Поверхность нагрева, м ²	28,8	57,6	86,4	113,8	240
Сечение для прохода, м ² :					
газов	0,239	0,492	0,743	0,932	1,710
воды	0,0023	0,0046	0,0068	0,0091	0,016
Скорость движения газов, м/с	7,3	6,4	6,85	8,20	9,40
Сопротивление по газовому тракту, кгс/м ²	21,0	15,0	17,2	25,4	38,6
Общая масса металла, кг	1810	2640	3490	4890	8350

ТАБЛИЦА 6.7

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

Поверх- ность нагрева, м ²	Число ходов по воздуху	Число секций	Число труб	Сечение для прохода, м		Высота, мм	Длина по ходу воз- духа, мм	Ширина по ходу воздуха, мм	Масса, т
				газов	возду- ха				
560	2	3	978	1,74	1,8	3816	1870	2670	12,6
375	2	2	652	1,18	1,2	3816	1870	1780	9,0
185	2	1	326	0,59	0,6	3816	1870	890	—
1150	3	3	1000	2,8	2,4	7512	1950	3140	25,6
875	3	4	1428	1,58	1,7	4100	3866	2030	19,5
800	3	3	690	1,24	1,14	7512	1950	3140	21,5
560	3	2	652	1,18	1,2	5683	1780	2020	13,6
3100	4	7	2282	4,13	4,85	8900	6230	2030	61
2625	4	7	2282	4,13	4,15	7550	6230	2020	51
1125	4	3	978	1,77	1,8	7550	2670	2020	26
750	4	2	652	1,18	1,2	7550	1780	2020	18,5
375	4	1	326	0,59	0,6	7550	890	2020	11,5

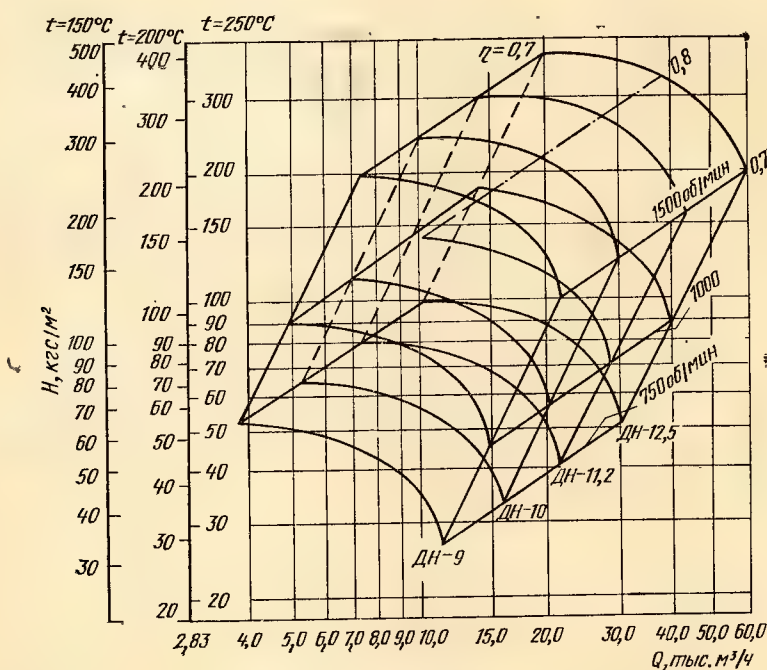


Рис. 6.1. Аэродинамические характеристики дымососов ДН-9, ДН-10, ДН-11,2, ДН-12,5

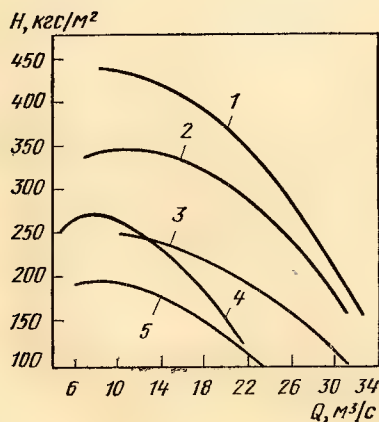


Рис. 6.2. Аэродинамические характеристики дымососов:

1 — ДН-15нж; $n=1480$ об/мин, $t=400$ °С; 2 — ДН-17: $n=980$ об/мин, $t=200$ °С; 3 — ДН-17нж: $n=1480$ об/мин, $t=400$ °С; 4 — ДН-15: $n=980$ об/мин, $t=200$ °С; 5 — ДН-17: $n=735$ об/мин, $t=200$ °С

3. Дымососы

В табл. 6.8 приведены технические характеристики дымососов, а на рис. 6.1—6.3 даны их аэродинамические характеристики.

ТАБЛИЦА 6.8

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
ДЫМОСОСОВ ТИПА ДН, ИЗГОТОВЛЕННЫХ
РАЗНЫМИ ЗАВОДАМИ

Номер машины	Производительность Q , тыс. м ³ /ч	Напор H , кгс/м ²	К. п. д., %	Мощность, кВт	Мощность ком- плектного электро- двигателя, кВт	Масса с электро- двигателем, кг
Бийский котельный завод						
9	13,8	180	81	8,5	—	726
10	19	230	81	15	—	930
11,2	26,5	290	81	26,2	—	1261
12,5	37	360	81	45	—	1628

Хабаровский завод «Энергомаш»

15	27—70	270—165	—	—	75	2782
15нж	30—35	475—270	—	—	200	2643
17	40—100	340—225	—	—	160	3088
17нж	40—95	240—150	—	—	132	2950

Артемовский машиностроительный завод

19	30—150	1000—450	83	—	—	8025
----	--------	----------	----	---	---	------

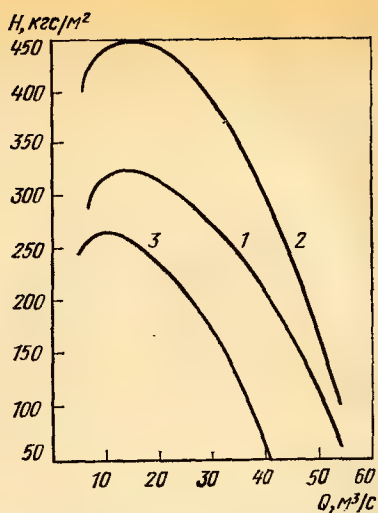


Рис. 6.3. Аэродинамические характеристики дымо-
сосов ДН-19:

1 — $n=1000$ об/мин, $t=400$ °C; 2 — $n=1000$ об/мин,
 $t=200$ °C; 3 — $n=735$ об/мин, $t=200$ °C

4. Вентиляторы

Технические характеристики вентиляторов
представлены в табл. 6.9, а аэродинамиче-
ские характеристики — на рис. 6.4—6.14.

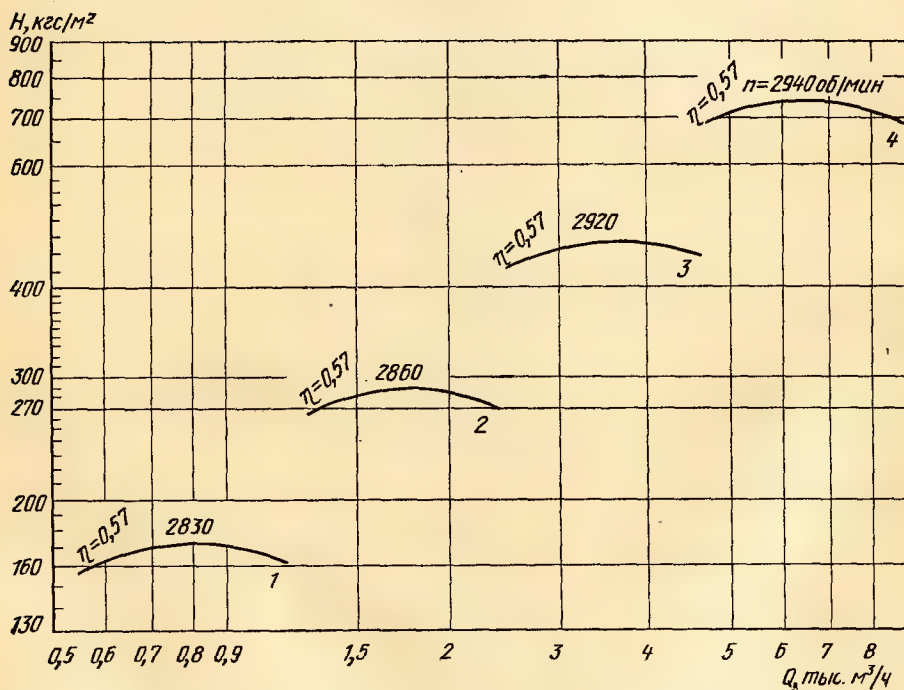


Рис. 6.4. Аэродинамические характеристики вентиляторов Ц10-28ВЦМ:

1 — № 2,5; 2 — № 3,15; 3 — № 4; 4 — № 5

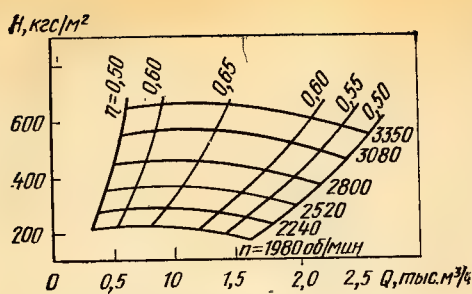


Рис. 6.5. Аэродинамическая характеристика вентилятора ВВД-5 V (исп.)

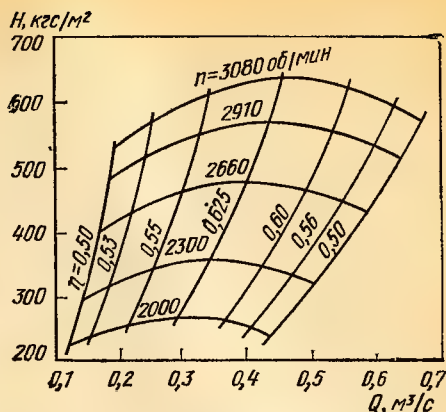


Рис. 6.6. Аэродинамическая характеристика вентилятора ВВД-5

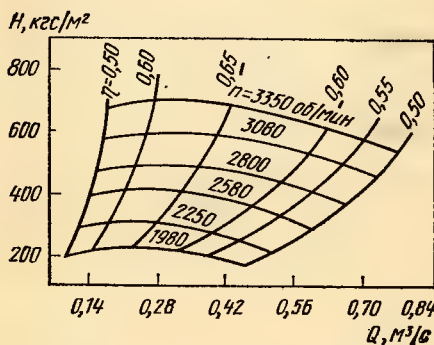


Рис. 6.7. Аэродинамическая характеристика вентилятора ВВД-5I (исп.)

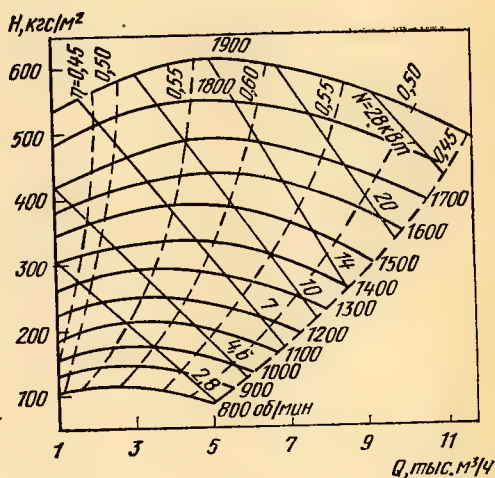


Рис. 6.8. Аэродинамическая характеристика вентилятора ВВД-8 IV (сх.)

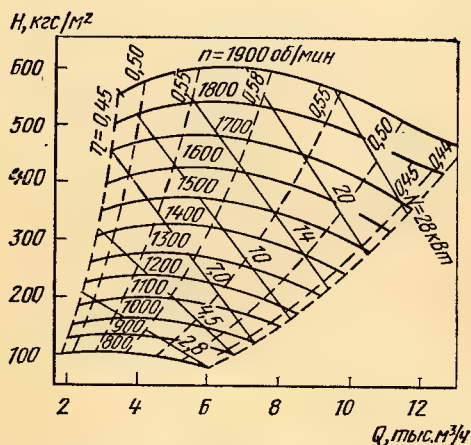


Рис. 6.9. Аэродинамическая характеристика вентилятора ВВД-8 VI (исп.)

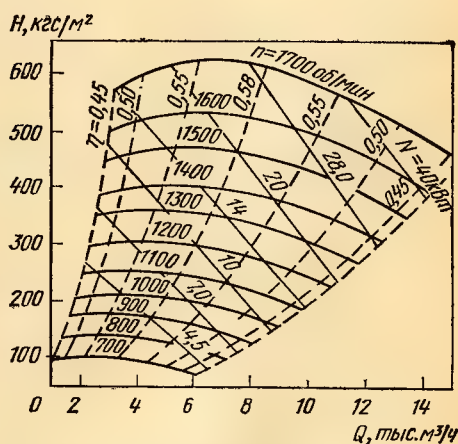


Рис. 6.10. Аэродинамическая характеристика вентилятора ВВД-9 VI (исп.)

ТАБЛИЦА 6.9

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Тип машины	Номер машины	Производительность Q , тыс. м ³ /ч	Напор H , кгс/м ²	η, %	Мощность, кВт	Масса без электродвигателя, кг	Габаритные размеры, мм			Мощность комплектного электродвигателя, кВт	Масса с электродвигателем, кг	Завод-изготовитель
							длина	ширина	высота			
Ц10-28	2,5	1	170	0,64	1,1	—	404	404	420	1,1	51	Загорский машиностроительный
	3,15	2	290	0,64	4	—	485	510	500	4	96	
	4,0	4	450	0,64	13	—	681	620	640	13	214	
	5,0	7,5	750	0,64	40	—	990	775	800	40	550	
	5	2,25	600	—	5,5	—	720	420	619	—	145	
ВДД	5 I (исп.)	1,6	570	0,62	5,5	—	600	654	630	5,5	145	Житомирский механический
	5 V (исп.)	1,6	600	0,65	5,5	85	415	670	640	5,5	—	
	8 VI (сх.)	6	500	—	7, 10, 14, 20	230	1012	780	1136	—	—	
	8 VI (исп.)	10	600	0,58	10, 13, 15, 17	—	721	1100	1182	—	—	
	9 VI (исп.)	12	600	0,58	17, 22, 30, 40	—	721	1200	1232	—	—	
ВДН	11 VI (исп.)	21	600	0,58	30, 40	—	1077	1497	1500	505	—	Свицкий завод сантехизделий
	8	10,5	225	0,82	13	—	1195	1330	1210	—	602	
	9	14	285	0,82	17	—	1234	1490	1360	—	652	
	10	20	360	0,82	30	—	1362	1650	1506	—	846	
	11,2	28	445	0,82	55	—	1572	1843	1690	—	1164	
	12,5	40	610	0,82	100	—	1822	2050	1885	—	1616	
	15	35-70	400-280	—	—	—	2664	2504	2450	75	2513	
	17	30-85	550-375	—	—	—	2490	2780	2690	160	2490	
	20	210	480	—	326	—	—	—	—	—	5500	
	15	32-95	470-220	—	—	—	2759	3130	2250	200	2866	Барнаульский котельный
ВДН	17	40-95	240-150	—	—	—	2550	—	2585	132	3085	
												Хабаровский «Энергомаш»

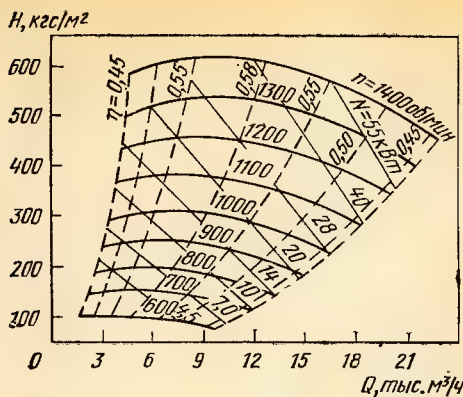


Рис. 6.11. Аэродинамическая характеристика вентилятора ВВД-11 VI (исп.)

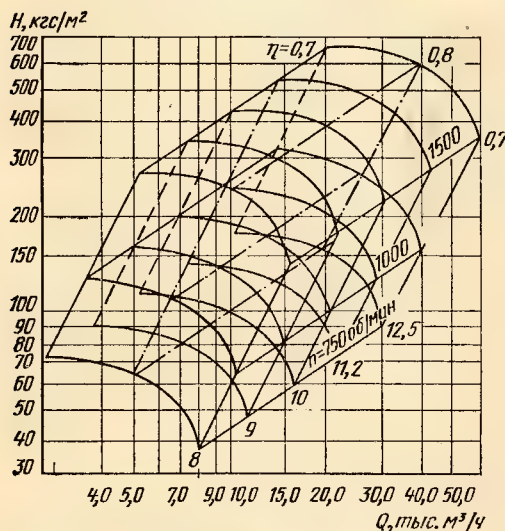


Рис. 6.12. Аэродинамические характеристики вентиляторов ВДН-8, ВДН-9, ВДН-10, ВДН-11,2, ВДН-12,5 (температура воздуха 30 °С)

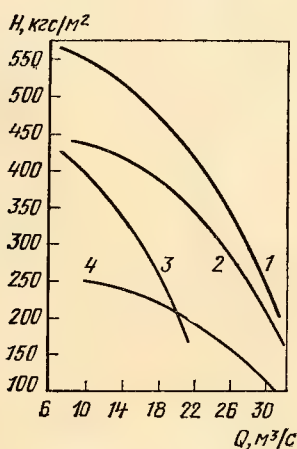


Рис. 6.13. Аэродинамические характеристики вентиляторов:

1 — ВДН-17: $n=980$ об/мин; 2 — ВДН-15: $n=1480$ об/мин, $t=400$ °С; 3 — ВДН-15: $n=980$ об/мин; 4 — ВДН-17: $n=1480$ об/мин, $t=400$ °С

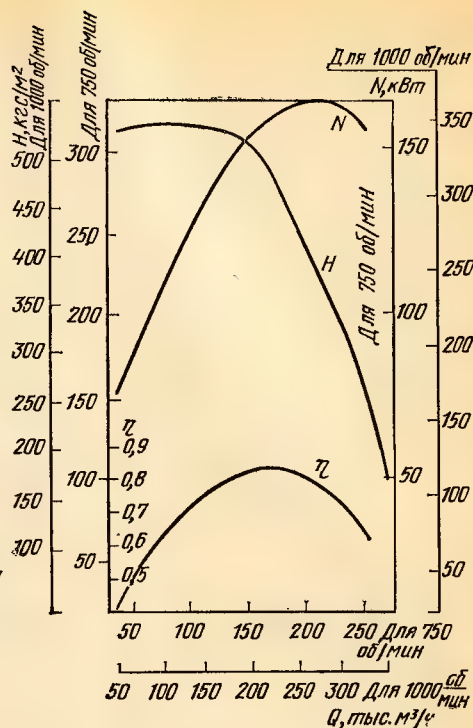


Рис. 6.14. Аэродинамические характеристики вентилятора ВДН-20

5. Питательные насосы

Электронасосы типа ПЭ — центробежные горизонтальные однокорпусные секционные многоступенчатые. Технические характеристики насосов, их габаритные и присоединительные размеры приведены в табл. 6.10—6.12 и на рис. 6.15 и 6.16, а общий вид — на рис. 6.17.—6.20.

Насосы предназначены для питания паровых котлов водой температурой до 160 °С (для насосов ПЭ250-50 — вода до 170 °С).

Охлаждение подшипников и сальников — водяное.

Изготовитель — Сумской насосный завод.

Насосы типа ЦВ — центробежно-вихревые, горизонтальные двухступенчатые с односторонним подводом жидкости. Технические характеристики насосов, их габаритные и присоединительные размеры приведены в табл. 6.13, 6.14 и на рис. 6.21, а общий вид — на рис. 6.22.

Насосы предназначены для перекачивания чистой воды, не содержащей абразивных примесей, температурой до 105 °С. При перекачивании воды температурой выше 60 °С к задней подшипниковой опоре (противоположной муфте) необходимо подвести воду для охлаждения. Насосы применяются для питания паровых котлов.

Завод-изготовитель — «Ливгидромаш».

ТАБЛИЦА 6.10

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСОВ ТИПА ПЭ

Маркировка насоса	Диаметр рабочего колеса, мм	Число ступеней	Расход воды, м³/ч	Полный напор, м	Частота вращения, об/мин	Мощность на валу, кВт	К. п. д., %	Температура перекачиваемой жидкости, °С	Расход воды на охлаждение подшипников, м³/ч	Допускаемая кавитация* ный запас, м
ПЭ65-42-2	234	6	65 (18)	440	2960	120	65	160	~5	4
ПЭ65-56-2	234	8	65 (18)	580	2965	160	65	160	5	4
ПЭ100-56-2	247	8	100 (27,8)	580	2965	240	66	160	5	4
ПЭ150-56	250	6	150 (41,7)	580	3000	340	70	160	5/6,5	5
ПЭ250-50	345	3	300 (83,3)	465	2980	463	74	170	5*/6,5	12

Примечания: 1. В скобках — расход воды, л/с.

2. В числителе — расход охлаждающей технической воды на сальник и подшипники насоса, в знаменателе — на электродвигатель.

3. В маркировке насоса: П — питательный, Э — электронасос; первые цифры после букв — расход, м³/ч, вторые цифры — давление, развиваемое насосом, м вод. ст., уменьшенное в 10 раз, третьи — номер модернизации.

* Охлаждающая обессоленная вода.

ТАБЛИЦА 6.11

ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ НАСОСОВ ТИПА ПЭ, мм (рис. 6.17 и 6.18)

Маркировка насоса	А	Б	В	Г	Е	Ж	З	И	К	Л	М	Н	П	Р	С	Т	У	Ф
ПЭ65-42-2	2647	840	1300	2270	1700	380	400	400	505	714,5	944	740	288	408	1065	1065	50	180
ПЭ65-56-2	2901	840	1320	2518	1846	380	400	400	483	908,5	1055	740	320	460	1160	1160	145	260
ПЭ100-56-2	3301	1190	1700	3375	1887	440	400	600	482	940	1410	1070	505	690	1160	1160	230	280
ПЭ150-56	3836	1020	1843	3375	2054	500	500	600	604	865	1782	820	690	760	1940	1285	75	230

Продолжение

Маркировка насоса	Х	Ш	Ду	Д	Д ₁	п	а	Д _у	Д'	Д ₁	п ₁	а ₁	п ₂	а ₂	Масса, кг
ПЭ65-42-2	280	627	150	280	240	8	23	103	250	200	8	25	6	М24×500	1068/2085
ПЭ65-56-2	315	730	150	280	240	8	23	103	250	200	8	25	6	М24×500	1181/3172
ПЭ100-56-2	500	1095	150	280	240	8	23	152	340	280	8	34	6	М24×500	1325/4167
ПЭ150-56	450	1020	150	280	240	8	23	152	350	290	12	34	6	М30×500	2047/6590

Примечание. В числителе — масса насоса, в знаменателе — масса агрегата.

ТАБЛИЦА 6.12

КОМПЛЕКТАЦИЯ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ НАСОСОВ ТИПА ПЭ

Маркировка насоса	Тип электродвигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	Напряжение, В	Масса, кг
ПЭ65-42-2	A2-92-2	125	2920	220/380	510
ПЭ65-56-2	A3-315М-2	200	2965	380/660	930
ПЭ100-56-2	A-113-2	320	2970	6000	1780
ПЭ150-56	2A3М-500	500	3000	6000	2300
ПЭ-250-50	2A3М-500	500	2980	6000	2740

ТАБЛИЦА 6.13

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСОВ ТИПА ЦВ

Маркировка насоса (агрегата)	Расход, м³/ч	Напор, м	Частота вращения, об/мин	Наибольшая мощность в рабочей области насоса, кВт	К. п. д.	Допускаемый кавитационный запас, м
ЦВ-4/85	14,4 (4)	85	2900	17	30	7
ЦВ-5/105	18 (5)	105	2900	21	38	7
ЦВ-5/140	18 (5)	140	2900	28	35	7
ЦВ-6,3/160	22,7 (6,3)	160	2900	27	38	7

Примечания: 1. В скобках — л/с.

2. В маркировке насоса: Ц — центробежный, В — вихревой; цифра до косой черты — расход, л/с, цифра за чертой — напор, м вод. ст.

ТАБЛИЦА 6.14

ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ НАСОСОВ ТИПА ЦВ (рис. 6.22)

Маркировка насоса (агрегата)	Электродвигатель		А	Б	В	Г, мм	Д	Е	Ж	З	Масса, кг	
	тип	мощность, кВт									насоса	агрегата
ЦВ-4/85	A2-61-2	17	1160	480	368	1118	970	420	235	390	74	305
	АО2-62-2		1245	480	468	1118	970	420	235	390	74	334
	ВАО-62-2		1315	505	565	1118	970	420	235	390	74	360
ЦВ-5/105	A2-62-2	22	1200	480	468	1155	1007	440	255	440	74	312
	АО2-71-2		1255	533	511	1155	1007	440	255	440	74	385
	ВАО-71-2		1314	597	645	1155	1007	440	255	440	74	445
ЦВ-5/140	A2-71-2	30	1200	533	511	1155	1007	440	255	440	74	360
	АО2-72-2		1295	533	511	1155	1007	440	255	440	74	410
	ВАО-72-2		1375	597	645	1155	1007	440	255	440	74	480
ЦВ-6,3/160	A2-72-2	40	1240	533	511	1155	1007	440	255	440	74	390
	АО2-81-2		1445	630	601	1280	1132	490	305	540	74	548
	ВАО-81-2		1445	660	735	1280	1132	490	305	540	74	593

ТАБЛИЦА 6.15

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСОВ ТИПА НКУ

Маркировка насоса	Диаметр рабочего колеса, мм	Расход, м³/ч	Напор, м вод. ст.	Температура перекачиваемой жидкости, °С, не более	Подпор на всасывании, кгс/см², не более	К. п. д. насоса, не менее	Мощность на валу насоса, кВт	Частота вращения, об/мин
НКУ-90	340	90 (25)	38	210	20	61	15,6	1450—1470
НКУ-140	398	140 (38,9)	49	210	20	62	30,8	1450—1470
НКУ-150	328	150 (41,7)	35	225	47	63	23,2	1450—1470
НКУ-250	330	250 (69,5)	32	255	47	63	35,3	1450—1470
10НКУ-7-2	500	500 (13,9)	75	260	51	64	—	1450—1470

Примечание. В маркировке насоса: НКУ — насос для котлов-утилизаторов, цифра — расход, м³/ч. Для насосов 10НКУ-7-2: 10 — диаметр входного патрубка, мм, уменьшенный в 10 раз, 7 — коэффициент быстроходности, уменьшенный в 10 раз, 2 — порядковый номер модернизации.

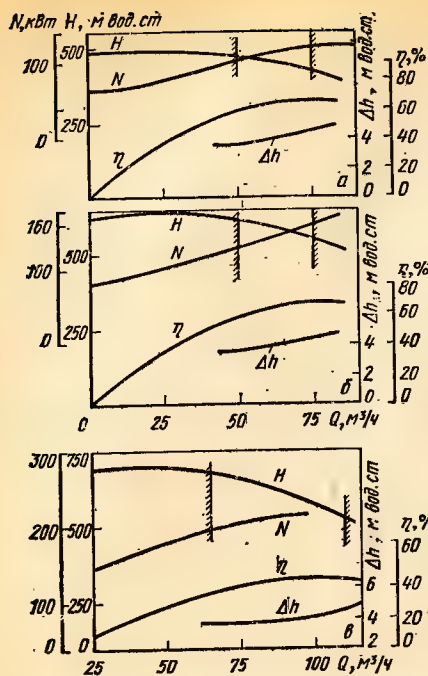


Рис. 6.15. Характеристики насосов ПЭ65-42-2 (а), ПЭ65-56-2 (б), ПЭ100-56-2 (в). $n=2960$ об/мин, $t_{\text{воды}}=160^\circ\text{C}$

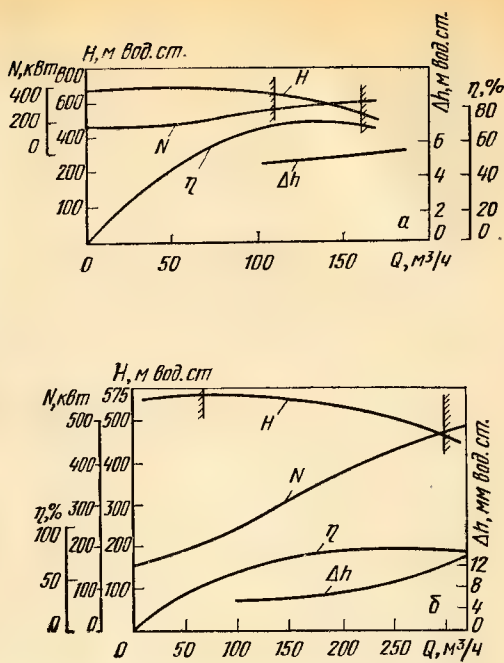


Рис. 6.16. Характеристики насосов ПЭ150-56 (а) и ПЭ250-50 (б); $n=2980$ об/мин, $t_{\text{воды}}=160^\circ\text{C}$ (а) и 170°C (б)

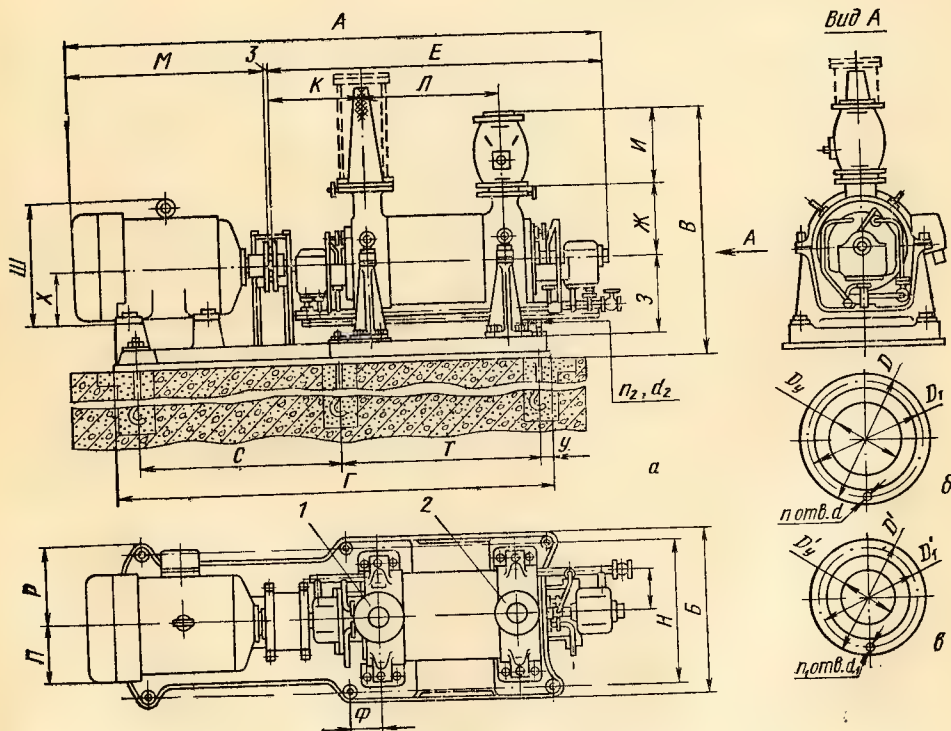


Рис. 6.17. Насос ПЭ65-42-2 с электродвигателем типа А2-92-2 (а), фланцы всасывающего 1 (б) и нагнетательного 2 (в) патрубков

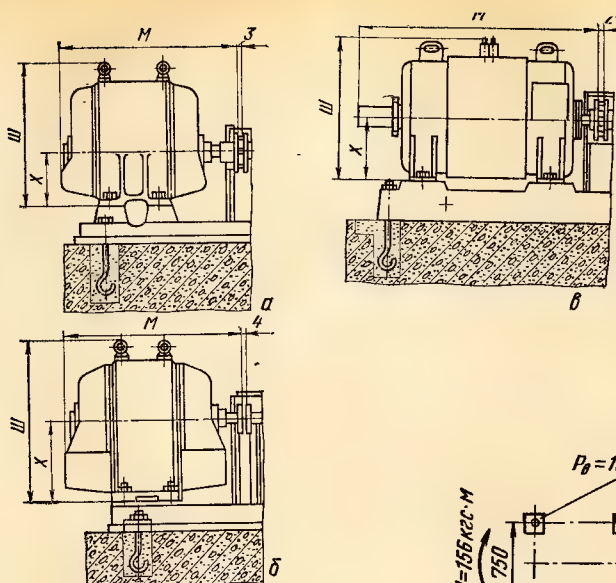


Рис. 6.18. Электродвигатели
А2-315М-2 к насосу ПЭ65-56-2 (а),
А-113-2 к насосу ПЭ100-56-2 (б),
2А3М-500 к насосу ПЭ250-50 (в)

Рис. 6.19. Схема нагрузок на фунда-
менты и план расположения
фундаментных болтов насоса
ПЭ250-50

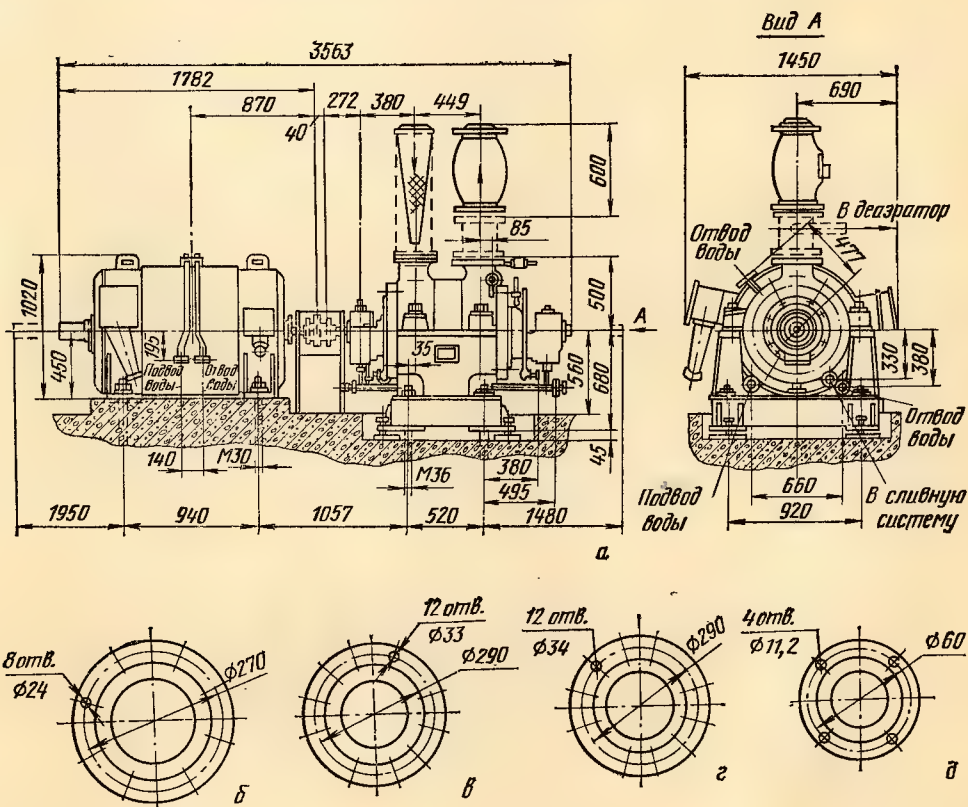
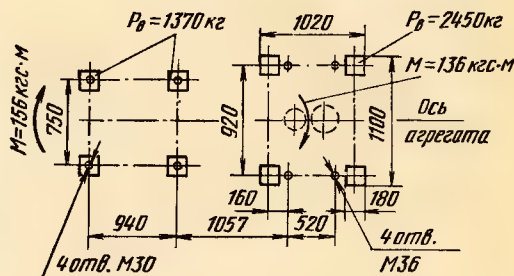
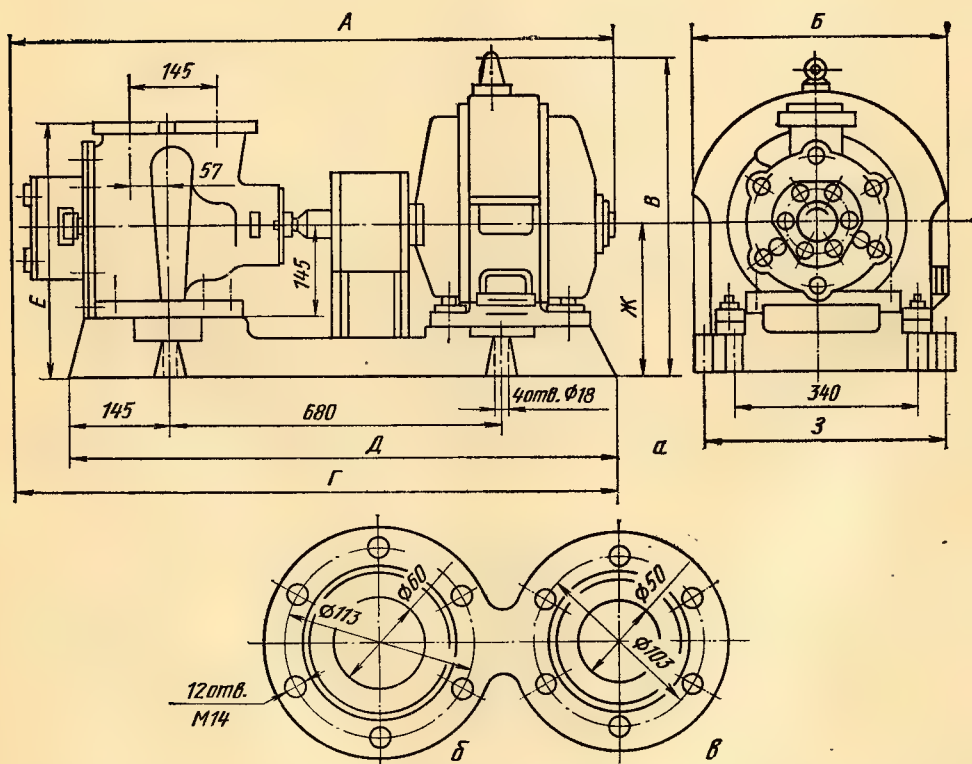
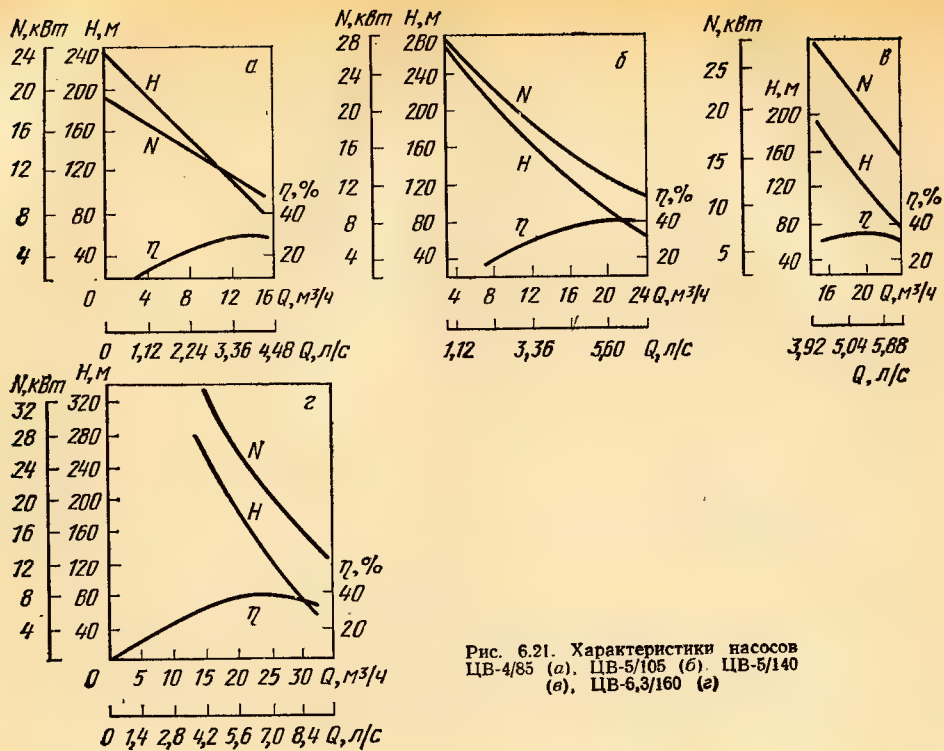


Рис. 6.20. Габаритные и присоединительные размеры насоса ПЭ250-50 (а), фланцы всасывающего (б) и нагнетательного (в) патрубков, фланец обратного клапана (г), фланец патрубка подвода и отвода воды к воздухоподогревателю (д)



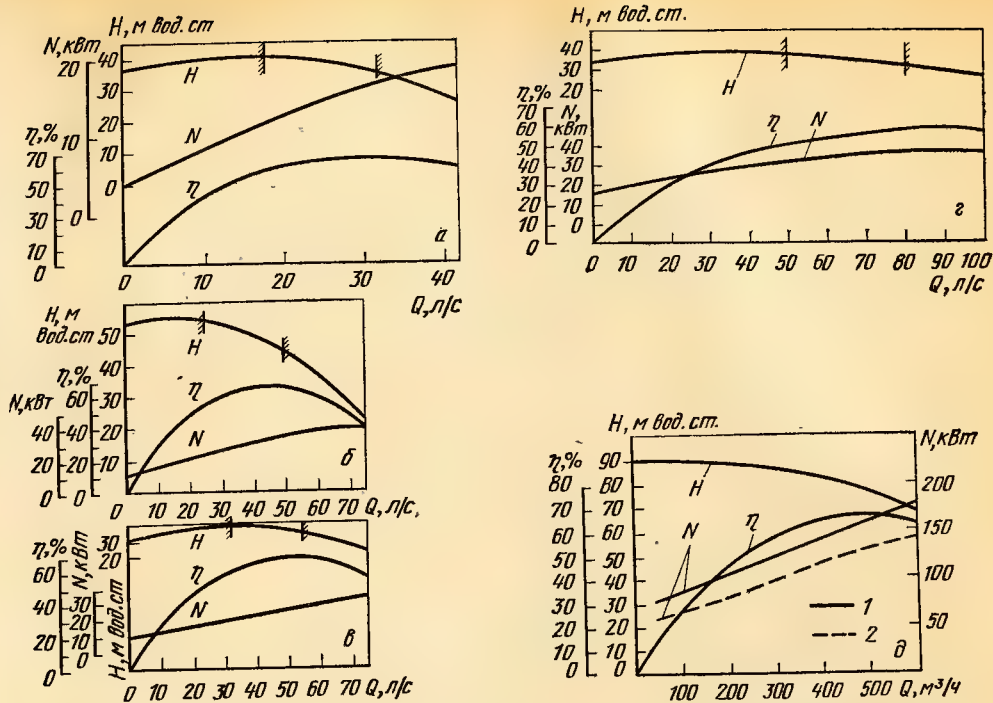


Рис. 6.23. Характеристики насосов НКУ-90 (а), НКУ-140 (б), НКУ-150 (в), НКУ-250 (г), 10НКУ-7-2 (д); $n=1450$ об/мин (а-г), 1470 об/мин (д); 1 — $t=20^\circ\text{C}$, $\rho=998\text{ кг/м}^3$; 2 — $t=260^\circ\text{C}$, $\rho=780\text{ кг/м}^3$

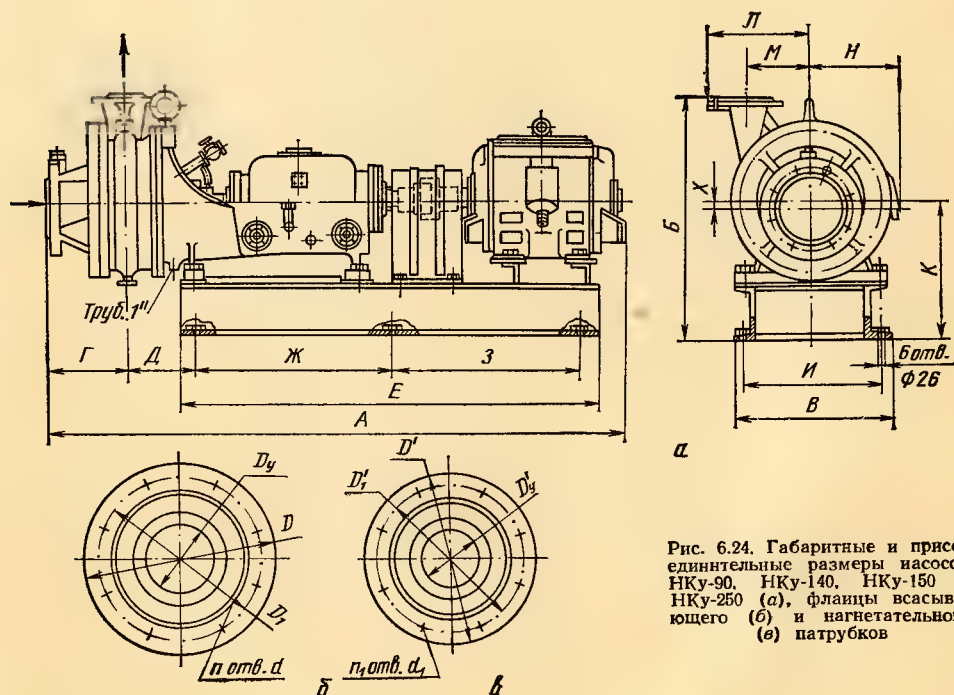


Рис. 6.24. Габаритные и присоединительные размеры насосов НКУ-90, НКУ-140, НКУ-150 и НКУ-250 (а), фланцы всасывающего (б) и нагнетательного (в) патрубков

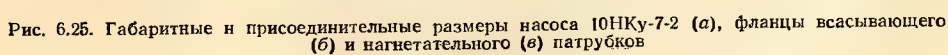


ТАБЛИЦА 6.16

ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ НАСОСОВ ТИПА НКУ, мм (рис. 6.24)

Маркировка агрегата	Электроприводатель		А	Б	В	Г	Д	Е	Ж	З	И	К	Л	М	Н	D	D ₁	D _у	n	d	D'	D' ₁	D' _у	n ₁	d ₁	Масса, кг
	тип	мощность, кВт																								
НКУ-90	A2-71-4	22	1860	760	506	250	230	1380	650	650	440	430	316	205	352	300	250	150	8	27	195	160	80	8	18	672
	AO2-71-4	22	1925	760	506	250	230	1380	650	650	440	430	316	205	352	300	250	150	8	27	196	160	80	8	18	713
	4A180 S4	22	1935	760	506	250	230	1310	615	615	440	430	316	205	362	300	250	150	8	27	196	160	80	8	18	880
	A2-81-4	40	2020	880	506	250	213	1600	740	790	440	430	356	227	355	300	250	150	8	23	230	190	100	8	23	850
НКУ-140	AO2-81-4	40	2080	880	506	250	213	1600	740	790	440	430	356	227	355	300	250	150	8	23	230	190	100	8	23	900
	4A200 L4	45	2070	880	506	250	213	1450	650	650	440	430	356	227	355	300	250	150	8	23	230	190	100	8	23	870
	A2-72-4	30	1940	785	506	298	271	1380	650	650	440	430	350	202	288	405	345	200	12	33	295	240	125	8	30	850
	AO2-72-4	30	2008	785	506	298	271	1380	650	650	440	430	350	202	288	405	345	200	12	33	295	240	125	8	30	895
НКУ-250	4A180 M4	30	2000	785	506	298	271	1350	610	610	440	430	360	202	205	405	345	200	12	33	295	240	125	8	30	850
	A2-81-4	40	2090	880	506	310	224	1600	740	790	440	430	368	220	355	405	345	200	12	33	295	240	125	8	30	955
	AO2-81-4	40	2160	880	506	310	224	1600	740	790	440	430	368	220	355	405	345	200	12	33	295	240	125	8	30	1005
	4A200 L4	45	2140	880	506	310	224	1450	650	650	440	430	368	220	225	405	345	200	12	33	295	240	125	8	30	975
10HKy-7-2*	A3-315S2-4	160	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	4692

* Размеры насоса указаны на рис. 6.25.

ТАБЛИЦА 6.17

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПИТАТЕЛЬНЫХ ТУРБОНАСОСОВ

Марк ировка турбо-насосов	Питательный насос				Приводная паровая турбина				Потребляемая мощность, кВт
	максимальная подача, м³/ч	напор воды в патрубках, кгс/см²		температура, перегреваемой воды, °С	начальные параметры пара		давление за турбиной (абсолютное), кгс/см²	расход пара, т/ч	
		нагнетатель-ном	приветном, не менее		давление (абсолютное), кгс/см²	температура, °С			
ПТН30-54-35	30	54	0,3	105	35	435	1,2—2,5	До 1,50	10 000
ПТН70-60-35	70	60	2,1	105	35	435	1,2—2,5	3,15—3,60	5 400
ПТН160-27-15	60	27	0,4	105	15	350	1,2—2,5	1,60—1,70	7 000
ПТН115-60-35	115	60	2,1	105	35	435	1,2—2,5	3,85—4,40	5 300
ПТН270-140-30	270	140	6,3	160	90	500—535	6,0—8,0	14,00—18,00	260
ПТН500-186-130	500	186	6,3	160	130	565	1,2—2,5	18,00—20,00	1 460
ПТН1150-340-15	1150	340	15,0	165	15*	450	2,3*	114,00	3 400
					14,75		2,5		6 000*
									5 150

Примечания: 1. Для турбонасосов ПТН270-140-30 и ПТН500-186-130 давления в среднем патрубке указаны на входе в бустерный насос.

2. Меньшее значение расхода пара относится к пониженому давлению за турбиной, а большее — к повышенному.

3. Расход пара дан с учетом всех потерь в турбине и насосе.

4. В маркировке турбонасосов: П — питательный, ТН — турбонасос, первая цифра — расход, м³/ч, вторая — напор, развиваемый насосом, кгс/см², третья — абсолютное давление подаваемого к турбине пара, кгс/см².

* В числителе — номинальные значения, в знаменателе — допускаемые отклонения.

Насосы циркуляционные типа НКУ — центробежные горизонтальные консольные одноступенчатые с односторонним подводом жидкости к рабочему колесу. Технические характеристики насосов, их габаритные и присоединительные размеры приведены в табл. 6.15 и 6.16 и на рис. 6.23—6.25.

Насосы предназначены для принудительной циркуляции горячей воды в котлах-утилизаторах. Для охлаждения уплотнений должна быть подведена вода температурой не выше 104 °С.

Изготовители насосов типов НКУ-90 — НКУ-250 Китайский насосный завод, типа 10КНУ-7-2 — завод «Южгидромаш».

В комплект поставки входят насос в сборе с электродвигателем и фундаментная плита.

Турбонасосы типа ПТН предназначены для питания водой паровых котлов. Технические характеристики турбонасосов приведены в табл. 6.17.

Изготовитель турбонасосов — Ленинградское объединение «Пролетарский завод». В комплект поставки входят насос в сборе с турбиной и приборами КИП, арматура.

6. Аэродинамические расчеты, выбор тягодутьевых машин, приводов к ним и дымовых труб

Аэродинамические расчеты

Аэродинамический расчет тягодутьевого тракта производят с целью выбора тягодутьевых машин и определения потерь давления по участкам тракта, а также с целью подбора оптимальных сечений газозовдухопроводов для определения минимальных затрат металла. Основой расчетов являются уравнение Бернулли и уравнение сплошности среды. Теплофизические коэффициенты принимают с учетом действительных параметров среды. При движении газов по каналам и трубам в результате трения газа о стенки происходит переход кинетической энергии в тепло, в результате чего газ теряет часть своей энергии. Потери давления $h_{\text{пот}}$, кгс/м², определяют из выражения

$$h_{\text{пот}} = \xi h_{\text{дин}}, \quad (6.1)$$

где ξ — коэффициент гидравлического сопротивления; $h_{\text{дин}}$ — динамическое давление, кгс/м²;

$$h_{\text{дин}} = \omega_d^2 \rho_d / 2g, \quad (6.2)$$

где ω_d — скорость потока, м/с; ρ_d — плотность газа, кг/м³; g — ускорение свободного падения, м/с².

Плотность газа ρ , кгс/м³, определяют с учетом действительной температуры газа и его давления:

$$\rho_d = \rho_0 \frac{T_0}{T_0 + t_d} \frac{p_0 + p_r}{p_n}, \quad (6.3)$$

где p_0 — барометрическое давление, мм рт. ст.; p_r — давление газа в канале (трубе), мм рт. ст.; p_n — нормальное барометрическое давление, мм рт. ст.; T_0 — абсолютная температура, $T_0 = 273,15$ К; t_d — действительная температура газа в канале, °С; ρ_0 — плотность газа при нормальных условиях, кг/м³ ($t_0 = 0$ °С, $p_n = 760$ мм рт. ст.).

Скорость ω_d , м/с, определяют из выражения

$$\omega_d = \omega_0 \rho_d / \rho_0, \quad (6.4)$$

где ω_0 — скорость, рассчитанная для нормального объема газа, протекающего по каналу, м/с.

При определении потерь давления на трение в участке трубопровода коэффициент гидравлического сопротивления $\xi_{\text{тр}}$ определяют как произведение коэффициента трения μ на относительную длину канала L/d :

$$\xi_{\text{тр}} = \mu L/d, \quad (6.5)$$

где μ — коэффициент трения; L — длина канала, м; d — диаметр канала, м.

Коэффициент трения зависит от режима движения газа, определяемого критерием Рейнольдса:

$$Re = \omega_d d / \nu_d, \quad (6.6)$$

где ω_d — скорость газа в трубопроводе, м/с; ν_d — кинематическая вязкость газа, Ст.

При значении критерия Рейнольдса $Re < 2300$ имеет место ламинарный режим движения газа, при $Re > 2300$ — турбулентный. Коэффициент трения при ламинарном движении определяют в круглом канале из выражения

$$\mu = 64/Re. \quad (6.7)$$

Ниже приведены коэффициенты трения, определенные из выражения (6.7):

Re	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
μ	0,64	0,321	0,214	0,160	0,128	0,107	0,092	0,08	0,071	0,064
Re	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000
μ	0,058	0,053	0,049	0,046	0,042	0,040	0,038	0,036	0,034	0,032

При прямоугольном сечении канала (отношение сторон $a/b = 0 \div 1,0$):

$$\mu_{\text{пр}} = \Phi_1 \mu, \quad (6.8)$$

при кольцевом сечении ($D_n/D_n = 0 \div 1,0$)

$$\mu_{\text{кол}} = \Phi_2 \mu. \quad (6.9)$$

Поправочные коэффициенты Φ_1 и Φ_2 определяют из графиков, приведенных на рис. 6.26.

При турбулентном режиме и круглом сечении канала коэффициент трения определяют по графику, приведенному на рис. 6.27, и по формулам:

$$\mu = \frac{1}{\left(2 \lg 3,7 + \frac{D_{\text{вн}}}{\delta}\right)^2}; \quad (6.10)$$

$$\varepsilon = \delta/D_{\text{вн}}, \quad (6.11)$$

где ε — относительная шероховатость; δ — средняя высота выступов шероховатости, мм.

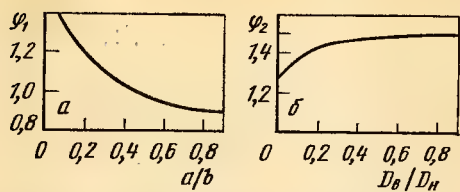


Рис. 6.26. Поправочные коэффициенты φ_1 и φ_2 для труб прямоугольного (а) и кольцевого (б) сечений

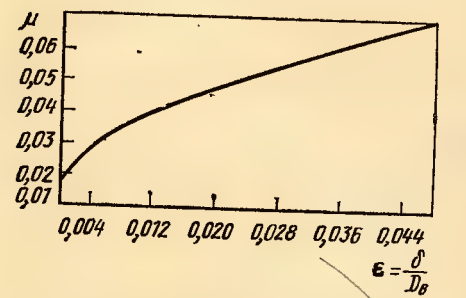


Рис. 6.27. Коэффициент трения μ при турбулентном режиме

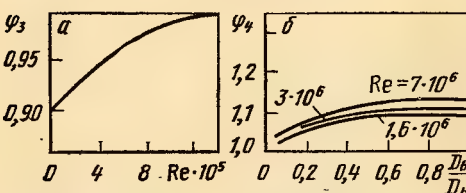


Рис. 6.28. Поправочные коэффициенты для определения коэффициента трения в трубах прямоугольного φ_3 (а) и кольцевого φ_4 (б) сечений

При прямоугольном сечении канала и соотношении сторон $a/b = 0,7 + 1,0$

$$\mu_{пр} = \varphi_3 \mu. \tag{6.12}$$

Поправочный коэффициент φ_3 определяют из графика (рис. 6.28, а). Для кольцевого сечения

$$\mu_{кол} = \varphi_4 \mu. \tag{6.13}$$

Поправочный коэффициент φ_4 определяют из графика, приведенного на рис. 6.28, б.

Ниже приведены значения средней высоты выступов шероховатости δ , мм, для стенок трубопроводов, изготовленных из различных материалов:

Обычные новые чугунные трубы	0,39
Менее аккуратно уложенные новые или очищенные трубы	0,25-0,42
Грубо оцинкованные железные трубы	0,50
Старые заржавленные железные трубы	0,60
Сильно заржавленные железные трубы	0,67

Загрязненные металлические трубы	0,75-0,90
Асфальтированные стальные трубы	0,12-0,21
Новые чугунные трубы с заливными и хорошо заглаженными стенками	0,31
Чисто оцинкованные трубы	0,25
Трубы из оцинкованного железа и хорошо заглаженные цементные трубы	0,33
Стальные трубы после одного года эксплуатации на проходе	0,12
Стальные трубы, уложенные в обычных условиях	0,19
Обычные оцинкованные железные трубы	0,39
Чистые цельнотянутые трубы из латуни, меди, свинца	0,0015
Новые, тщательно уложенные стальные трубы	0,04-0,17
Цельнотянутые стальные и железные трубы после нескольких лет эксплуатации	0,19
Чистые трубы из стекла	0,0015-0,01
Резиновый шланг	0,01-0,03
Прорезиненный изнутри брезент, хорошо натянутый на трубы	0,02-0,05
Керамические дренажные трубы	0,45-6,0
Глазурованные канализационные трубы	0,25-6,0
Поверхность из чистого цемента	0,15-1,25
Кирпич, покрытый глазурью	0,45-30
Штукатурка цементным раствором	0,45-3,0
Кирпичная кладка на цементном растворе	0,8-6,0
Бетонированные каналы	0,80-9,0
Обычная бутовая кладка на цементе	6,0-17,0

На рис. 6.29 приведена зависимость расхода газа Q от его скорости w и диаметра трубопровода.

Потери давления на местном сопротивлении $h_{м.с.}$, кгс/м², определяют по формуле

$$h_{м.с.} = \xi_{м.с} h_{дин}. \tag{6.14}$$

Местные сопротивления связаны с изменением сечения или формы канала. Коэффициент местного сопротивления зависит в основном от геометрии канала и мало зависит от режима движения газа, так как при расчетах в основном имеют дело с турбулентными режимами. При определении потерь давления на местном сопротивлении необходимо учитывать, к какой скорости отнесен коэффициент местного сопротивления; при этой же скорости рассчитывают динамический напор.

Коэффициент местного сопротивления $\xi_{м.с.}$ определяют экспериментально и рассчитывают по графикам, приведенным на рис. 6.30—6.52.

При отклонении сечения канала от круга сечение приводят к эквивалентному диаметру $d_{экв}$, м:

$$d_{\text{экв}} = 4F/p, \quad (6.15)$$

где F — поперечное сечение канала, м^2 ; p — периметр канала, м .

Выбор тягодутьевых машин

Выбор дымососов и вентиляторов производят в зависимости от требуемой производительности и сопротивления газовоздушного тракта, определяемого расчетом. Подбор машин для обеспечения надежной работы агрегата при колебаниях температуры барометрического давления, сырья и характеристик топлива выполняют с запасом. Ниже приведены значения коэффициента запаса

по производительности (β_1) и давлению (β_2):

	β_1	β_2
Дутьевые вентиляторы и дымососы	1,10	1,20
То же, при расчете на пиковую нагрузку	1,03	1,05
Дымосос и вентилятор рециркуляции газов	1,05	1,10
Дымосос сушильного барабана	1,15	1,20
Дымосос вельц-установки, работающей на грязном газе	1,25	1,30
Дымосос и вентилятор нагревательной печи	1,10	1,25

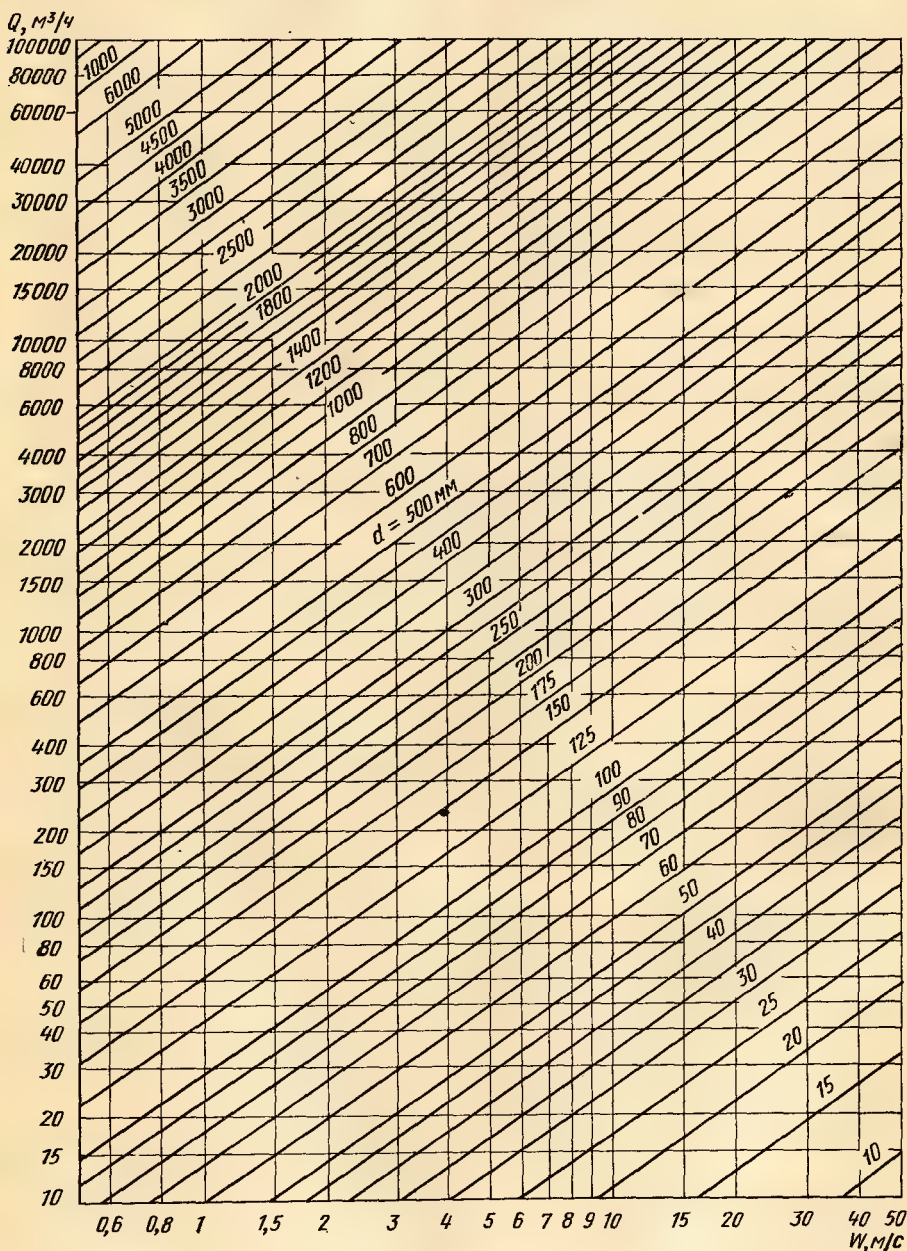


Рис. 6.29. Зависимость расхода газа Q от его скорости w и диаметра трубопровода

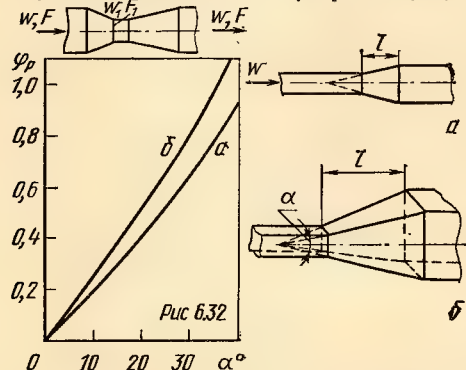
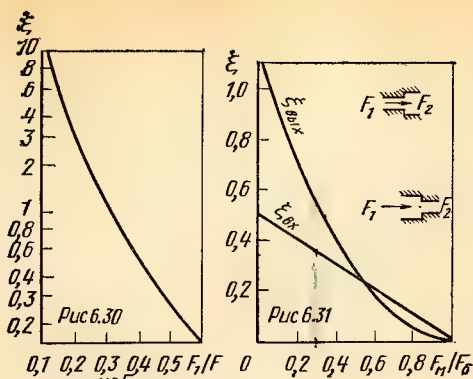


Рис. 6.30. Коэффициент сопротивления трубы Вентури.

Рис. 6.31. Коэффициенты сопротивления при внезапном изменении сечения канала: F_M, F_B — соответственно меньшие и большие сечения.

Рис. 6.32. Коэффициенты сопротивления конических, плоских (а) и пирамидальных (б) диффузоров; φ — коэффициент полноты удара; $\xi_{\text{диф}}$ — коэффициент сопротивления диффузора.

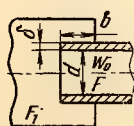


Рис. 6.33. Вход в канал с внезапным сужением. $\xi = \xi_1(1 - \frac{F_1}{F_2})$. Коэффициент сопротивления отнесен к динамическому давлению в узком сечении.

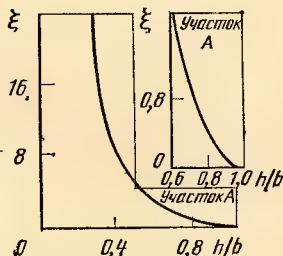


Рис. 6.34. Задвижка в прямоугольном канале. Коэффициент сопротивления отнесен к динамическому давлению в трубе.

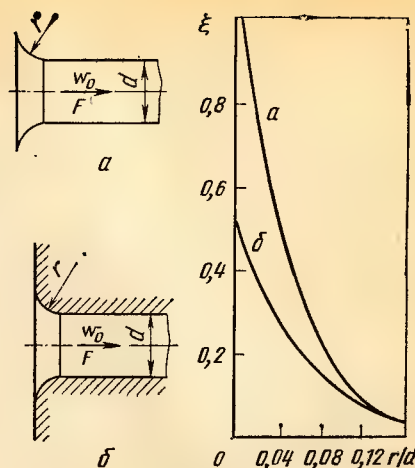


Рис. 6.35. Вход в трубу без торцевой стенки (а) и с торцевой стенкой (б). Коэффициент сопротивления отнесен к динамическому давлению в трубе.

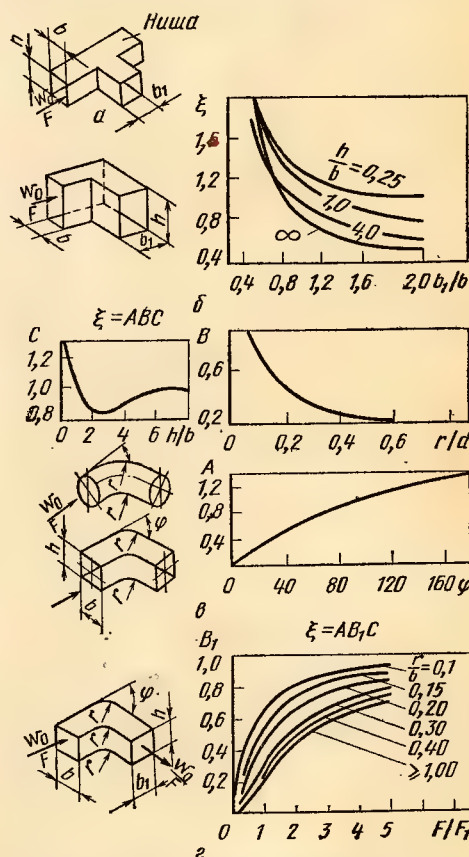


Рис. 6.36. Колено с нишей, $\xi = 1,2\xi_K$ (а); колено 90° прямоугольного сечения с расширенным или суженным выходным сечением (б); колено с закругленными кромками на повороте при $0 \leq \varphi \leq 180^\circ$, d — эквивалентный диаметр, φ — угол поворота колена (в); колено с закругленными кромками на повороте и расширенным или суженным выходным сечением (г). А и С определяют по графикам (см. рис. з). Коэффициент сопротивления отнесен к динамическому давлению во входном сечении канала; $Re \geq 2 \cdot 10^5$.

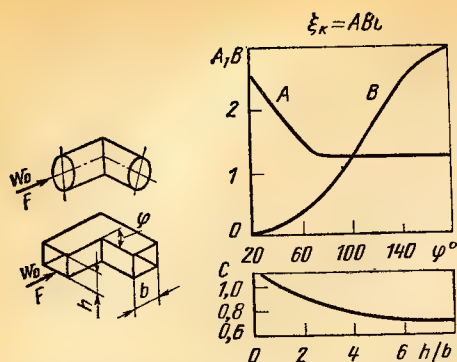


Рис. 6.37. Колено с острыми кромками на повороте. Коэффициент сопротивления отнесен к динамическому давлению во входном сечении. Справедливо при $Re \geq 4 \cdot 10^4$. Для круглого сечения $C = 1,0$; φ — угол поворота колена

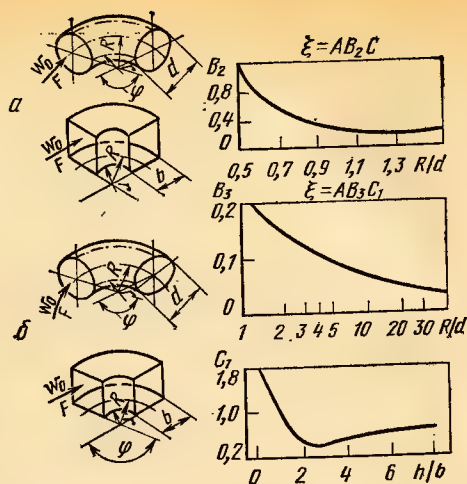


Рис. 6.38. Отводы крутоизогнутые (а) и плавные (б). Коэффициент сопротивления отнесен к динамическому давлению во входном сечении. Справедливо при $Re \geq 2 \cdot 10^3$; $0,5 < \frac{R}{d} \leq 1,5$ для а и $\frac{R}{d} > 1,5$ для б; $0 < \varphi \leq 180^\circ$. А и С определяют по графикам (рис. 6.37, в). При круглом и квадратном сечении $C = 1,0$; d — эквивалентный диаметр

Рис. 6.39. Сопло. Коэффициент сопротивления ξ отнесен к динамическому давлению у устья сопла и равен 1,05. Для инжекционных горелок $\xi = 1,2$.

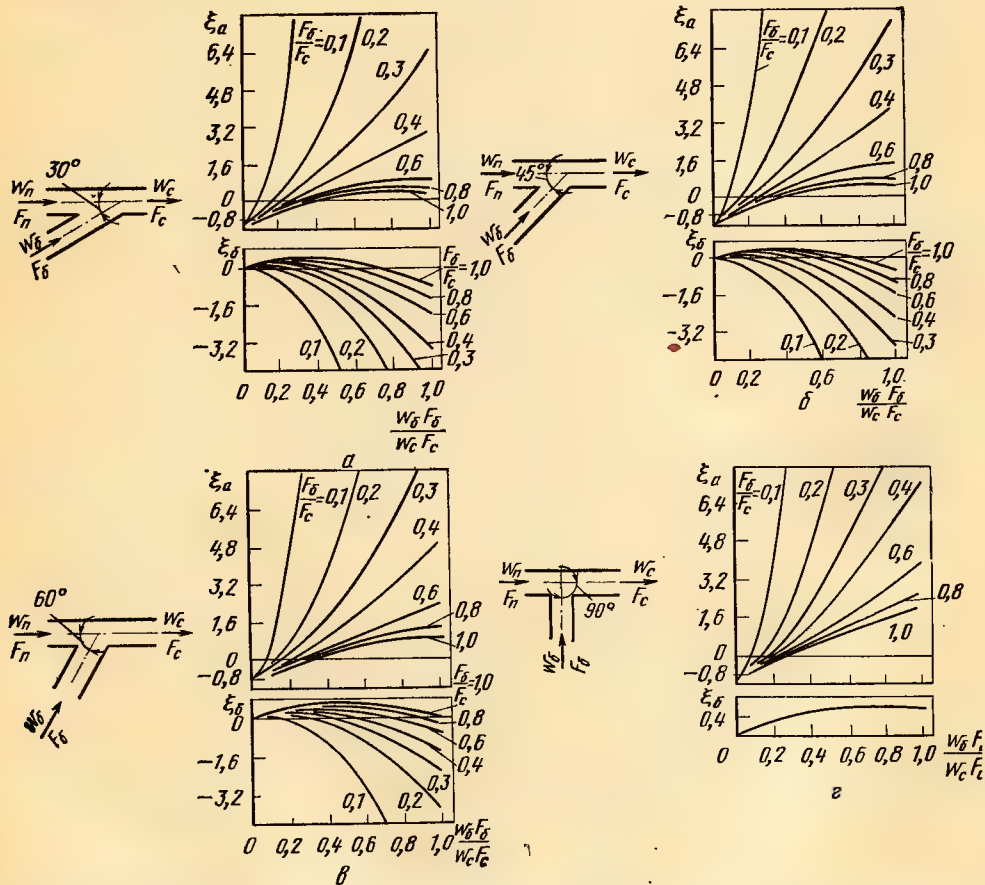
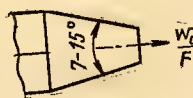


Рис. 6.40. Слияние потоков под углом 30° (а); 45° (б); 60° (в); 90° (г). Коэффициенты сопротивления бокового отклонения ξ_a и прямого прохода ξ_b отнесены к динамическому давлению в сборном канале. Справедливо при $F_{\Pi} = F_c$

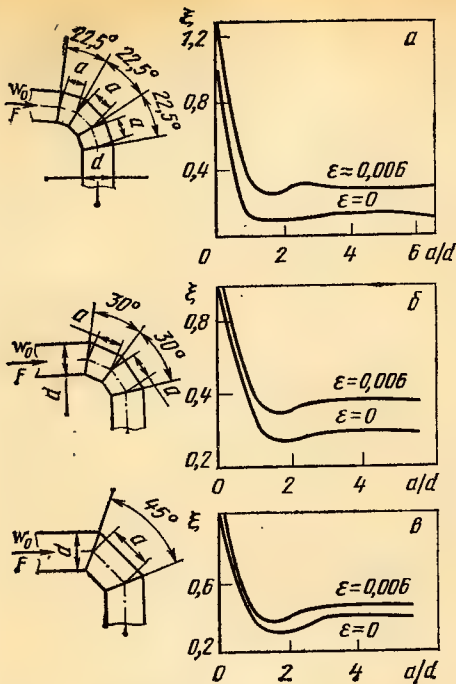


Рис. 6.41. Колено 90°, составленное из пяти звеньев под углом 22,5° (а); колено 90°, составленное из четырех звеньев под углом 30° (б); колено 90°, составленное из трех звеньев под углом 45° (в). Коэффициент сопротивления отнесен к динамическому давлению во входном сечении

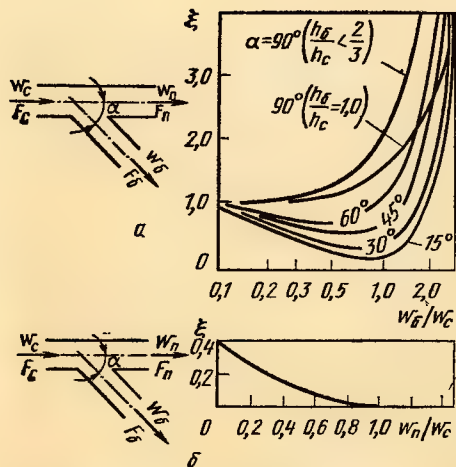


Рис. 6.42. Разделение потоков:

а — под углом $\alpha = 15^\circ \div 90^\circ$, боковое ответвление; коэффициент сопротивления ξ_a бокового ответвления отнесен к динамическому давлению в сборном канале; справедливо при $F_{\Pi} = F_c$; h_b — высота сечения бокового ответвления; h_c — высота сечения сборного канала; б — под углом $\alpha = 15^\circ \div 90^\circ$, проход; коэффициент сопротивления прямого прохода отнесен к динамическому давлению в сборном канале; справедливо при $F_{\Pi} + F_c > F_c$

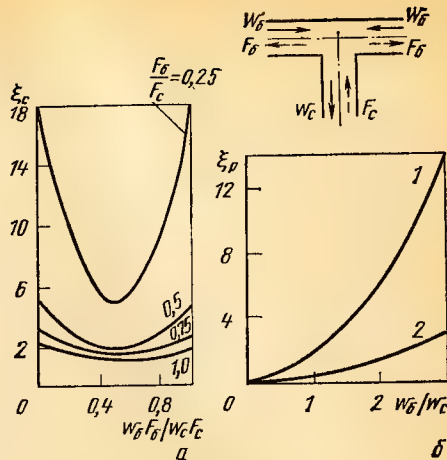


Рис. 6.43. Слияние (а) и разделение (б) потоков в симметричном равнобедренном тройнике, $\alpha = 90^\circ$. Коэффициент сопротивления отнесен к динамическому давлению в сборном канале: 1 — для стандартных тройников из ковкого чугуна на резьбе; 2 — для сварных тройников

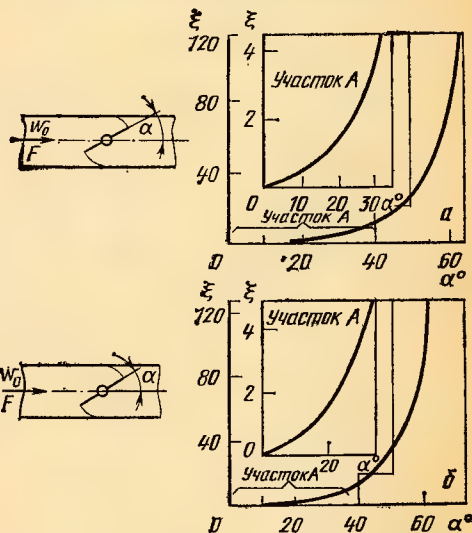


Рис. 6.44. Дроссельный клапан в прямоугольном (а) и круглом (б) каналах. Коэффициент сопротивления отнесен к динамическому давлению в канале

Дымосос металлургической печи 1,20 1,25
Вентилятор металлургической печи, работающей с рекуператором 1,10 1,25

Производительность дымососа (вентилятора) — это физический объем перемещаемого в единицу времени газа, измеренного во входном сечении машины. Полное давление вентилятора H , кгс/м², представляет собой перепад полных давлений во всасывающем и нагнетательном патрубках:

$$H = h_{\Pi, \text{наг}} - h_{\Pi, \text{вс}} \quad (6.16)$$

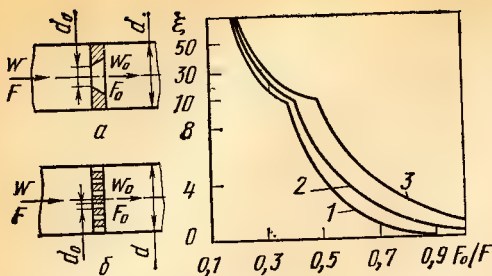


Рис. 6.45. Диафрагма с острыми кромками (а) и с решеткой (б). Коэффициент сопротивления отнесен к динамическому давлению в канале. Справедливо при $Re \gg 2,5 \cdot 10^5$. F_0 — живое сечение решетки. Потеря динамического давления на диафрагме примерно равна половине перепада давлений на диафрагме:

1 — внутри канала; 2 — на входе в канал; 3 — на выходе из канала

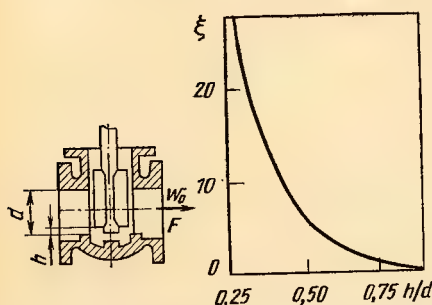


Рис. 6.46. Клиновая задвижка. Коэффициент сопротивления отнесен к динамическому давлению в трубопроводе при полностью открытой задвижке

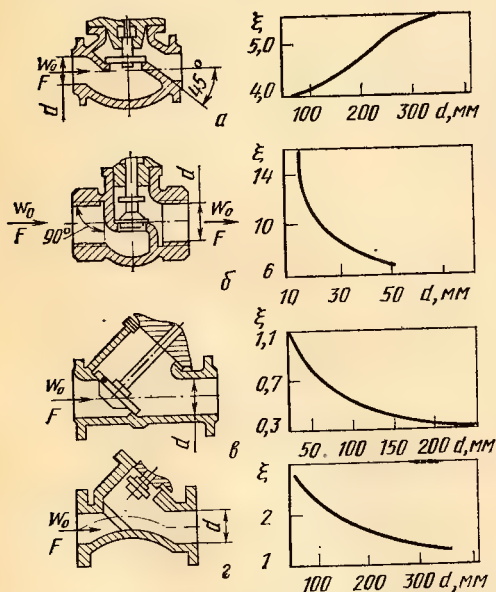


Рис. 6.47. Вентиль с делительными стенками под углом 45° (а), 90° (б), вентиль прямооточный (в), вентиль прямооточный с сужением на 30 % сечением седла (г). Коэффициент сопротивления отнесен к динамическому давлению в трубопроводе при полностью открытом вентиле

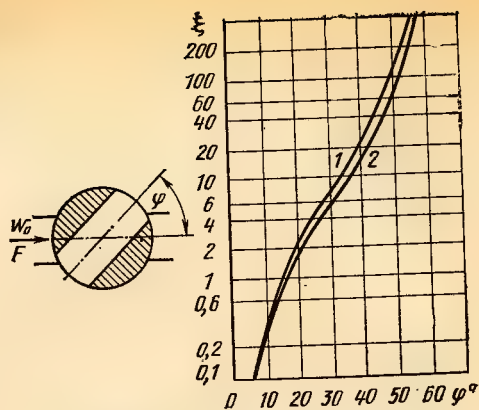


Рис. 6.48. Пробковый кран. Коэффициент сопротивления отнесен к динамическому давлению в трубопроводе:

1 — для цилиндрической трубы; 2 — для прямоугольной трубы

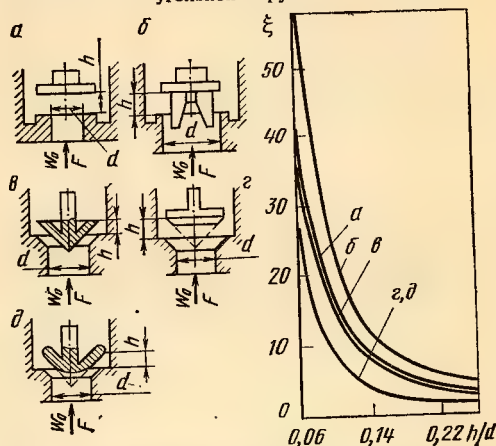


Рис. 6.49. Клапаны: а — тарельчатый без нижней направляющей; б — тарельчатый с нижней направляющей; в — конический; г — конический с плоским дном; д — конический со сферическим дном. Коэффициент сопротивления отнесен к динамическому напору в трубопроводе. Собирающий коллектор с торцовым (а) и боковым (б) отводами, раздающий коллектор с боковым (в) и торцовым (г, д) подводами

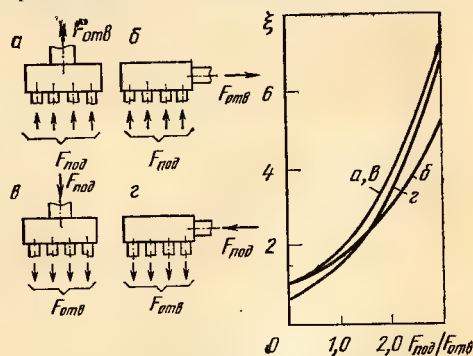


Рис. 6.50. Коллекторы: а, в — раздающий при боковом подводе (отводе); б — собирающий при торцовом отводе; г — раздающий при торцовом подводе. Коэффициент сопротивления отнесен к динамическому давлению в подводящем канале. Равномерная раздача потока обеспечивается при $F_k > 3F_{отв}$, где F_k — площадь поперечного сечения коллектора, $F_{отв}$ — суммарная площадь ответвлений

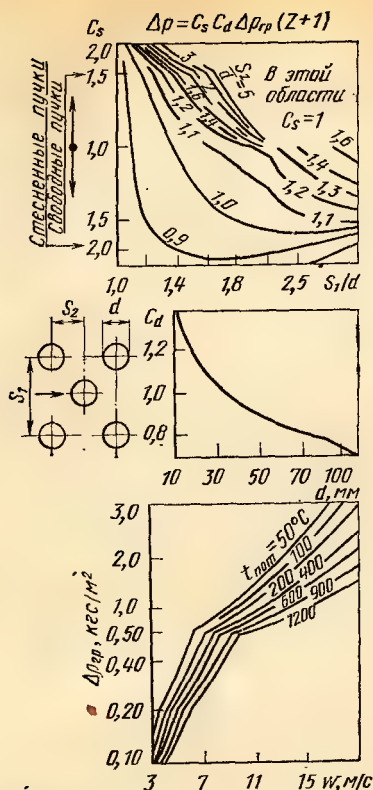


Рис. 6.51. Шахматное расположение труб в пучке: Δp — потери давления; $\Delta p_{гр}$ — условные потери давления на один ряд шахматного пучка; Z — число рядов труб в направлении движения газа. Если действительная скорость газа $w' \leq 3$ м/с или ≈ 19 м/с, то $\Delta p'_{гр} = \Delta p_{гр} \left(\frac{w'}{w} \right)$; $t_{пот}$ — температура потока

Статическое давление в нагнетательном патрубке

$$H_{CT} = h_{п.наг} - h_{д.наг}, \quad (6.17)$$

где $h_{д.наг}$ — динамическое давление в нагнетательном патрубке, кгс/м²;

$$h_{д.наг} = w_{наг}^2 \rho / 2g. \quad (6.18)$$

В формуле (6.18) $w_{наг}$ — скорость газов в нагнетательном патрубке машины, м/с.

Характеристики вентиляторов и дымососов строят по полному давлению, развиваемому машиной при перемещении газа, имеющего указанную на характеристике температуру и нормальное барометрическое давление p_n ($p_n = 760$ мм рт. ст.). Мощность N , кВт, потребляемую машиной, определяют по характеристикам или по формуле

$$N = Q H \epsilon' / (3600 \eta \cdot 102), \quad (6.19)$$

где Q — производительность машины, м³/ч; H — полный напор, кгс/м²; η — коэффициент полезного действия вентилятора при данном режиме, %; ϵ' — коэффициент сжимаемости газа;

$$\epsilon' = 1 - H / (2k h_{п.вс}). \quad (6.20)$$

В формуле (6.20) k — показатель адиабаты для воздуха и дымовых газов; $k = 1.4$.

Для вентиляторов, развивающих напор менее 300 кгс/см², $\epsilon' = 1$. Характеристики вентиляторов, имеющих регулирующий орган, строят для разных его положений. Необходимую расчетную производительность машины Q_p , м³/ч, определяют с учетом условий всасывания и коэффициента запаса:

$$Q_p = \beta_1 Q_i. \quad (6.21)$$

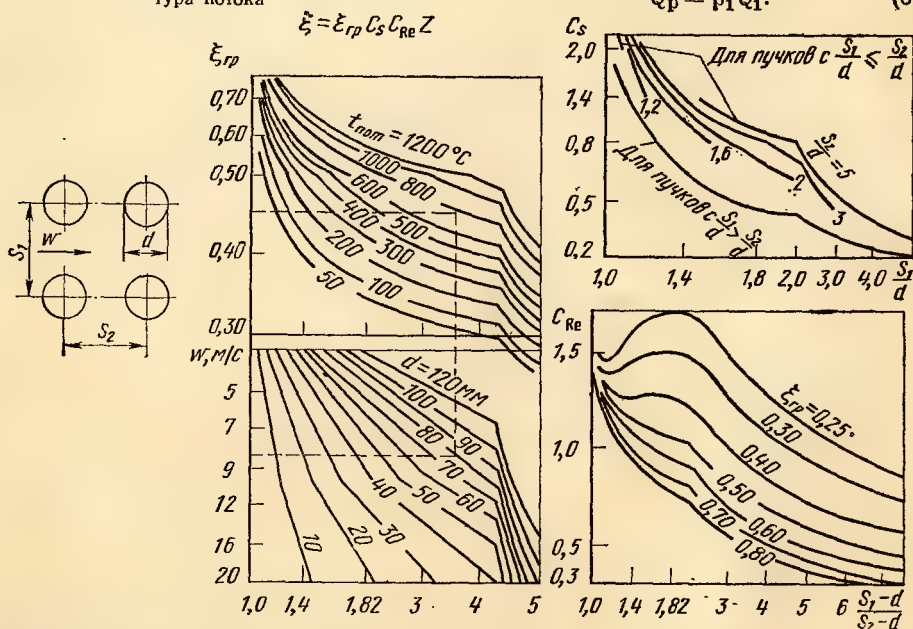


Рис. 6.52. Коридорное расположение труб в пучке. Z — число рядов труб в направлении движения среды. Если действительная скорость газового потока $w' < 3$ м/с или больше 20 м/с, то при $S_1 \leq S_2$ $\xi' = \xi \left(\frac{w'}{w} \right)^{0.2}$, а при $S_1 > S_2$ $\xi' = \xi \left(\frac{w'}{w} \right) \left(\frac{S_1 - d}{S_2 - d} \right)^2$

Необходимое по расчету полное давление H_p , кгс/м², которое развивает вентилятор, определяют по формуле

$$H_p = \beta_2 h_{\text{пот}}, \quad (6.22)$$

где $h_{\text{пот}}$ — потеря давления в тракте, кг/м²; β_2 — коэффициент запаса давления.

Чтобы по H_p выбрать вентилятор или дымосос, необходимо привести расчетное давление к условиям (давление, температура), для которых построена характеристика машины, $H_p^{\text{пр}}$, кгс/м²:

$$H_p^{\text{пр}} = K_p H_p, \quad (6.23)$$

Характеристику машины строят для барометрического давления 760 мм рт. ст. и плотности воздуха ρ_f . Коэффициент K_p определяют по формуле

$$K_p = \frac{1,293}{\rho_f} \frac{273 + t_f}{273 + t_{\text{хар}}} \frac{760}{\rho_{\text{бар}} \pm \frac{\beta_2 H_{\text{вх}}}{13,6}}, \quad (6.24)$$

где ρ_f — фактическая плотность перемещаемого газа, кг/м³; t_f — фактическая температура газов перед вентилятором (дымососом), °С; $t_{\text{хар}}$ — температура, при которой составлена характеристика машины, °С; $\rho_{\text{бар}}$ — барометрическое давление местности, в которой будет работать машина (определяют по климатологическому справочнику), мм рт. ст.; $H_{\text{вх}}$ — разрежение или избыточное давление во всасывающем патрубке машины, кг/м².

$$H_{\text{тр}} = \frac{1,2h_{\text{пот}} + \frac{\rho_0}{2g} \left| w_{0y} (1 + \beta t_y^r) - w_{0oc} (1 + \beta t_{oc}^r) \right|}{\left(\frac{\rho_0^b}{1 + \beta t_b} - \frac{\rho_0^r}{\beta t_b} \right) \frac{p_6}{760} - \frac{\mu}{2d_{\text{ср}}} \rho_0^2 \left| \frac{w_{0oc}^r}{2g} (1 + \beta t_{oc}^r) + \frac{w_{0yc}^r}{2g} (1 + \beta t_{yc}^r) \right|}, \quad (6.30)$$

Поправку на входное давление во всасывающем патрубке учитывают для машин, развивающих давление более 300 кгс/м². Выбор вентилятора или дымососа следует производить таким образом, чтобы рабочая точка находилась на характеристике машины в зоне наибольшего к. п. д. При работе машин на запыленных газах, содержащих абразивные частицы, скорость вращения должна составлять менее 980 об/мин. Для изменения производительности тягодутьевых машин применяют регулирование. Получили распространение такие способы регулирования, как дросселирование на всасывающей линии, и изменение частоты вращения ротора.

Наиболее экономичным является второй способ. При изменении числа оборотов параметры машины изменяются по следующим соотношениям:

$$Q_2 = Q_1 n_2 / n_1; \quad (6.25)$$

$$H_2 = H_1 (n_2 / n_1)^2. \quad (6.26)$$

Коэффициент полезного действия маши-

ны при этом практически одинаков, поэтому

$$N_2 = N_1 (n_2 / n_1)^3. \quad (6.27)$$

Потребляемую вентилятором мощность определяют по формуле

$$N_3 = \frac{1}{K_p} \frac{Q_p H_p^{\text{пр}} \varepsilon}{3600 \eta_{102}}. \quad (6.28)$$

Мощность электродвигателя принимают с запасом (коэффициент запаса $\beta_3 = 1,05$:

$$N_{\text{эл.дв}} = N_3 \beta_3. \quad (6.29)$$

Дымовые трубы

Для удаления продуктов сгорания топлива при незначительных сопротивлениях дымового тракта и достаточно высоких температурах используют дымовые трубы. Преодоление сопротивления дымового тракта производится за счет геометрического напора, создаваемого горячими продуктами сгорания. При расчете дымовых труб общую величину потерь давления принимают на 10—30 % больше вследствие того, что в процессе эксплуатации могут увеличиться сопротивление тракта и подсосы воздуха через неплотности или при изменении производительности агрегата. Высоту дымовой трубы $H_{\text{тр}}$, м, определяют из выражения

где t^r — средняя температура дымовых газов, °С; t_b — средняя температура воздуха по высоте дымовой трубы, °С; p_6 — минимальное барометрическое давление для данной местности, мм рт. ст.; $d_{\text{ср}}$ — средний диаметр трубы, м; μ — коэффициент трения в трубе; для металлических труб $\mu = 0,03$, для кирпичных труб $\mu = 0,05$.

Индекс «0» относится к параметрам, определяемым при нормальных условиях (0 °С, 760 мм рт. ст.); индекс «у» — к устью трубы; индекс «ос» — к основанию трубы.

Среднюю температуру воздуха по высоте дымовых труб t_b , °С, определяют из выражения

$$t_b = t_{b,oc} - \sqrt{H_{\text{тр}}/2}, \quad (6.31)$$

где $t_{b,oc}$ — температура воздуха у основания трубы. Для умеренного климата $t_{b,oc} = 20$ °С, для жаркого климата $t_{b,oc} = 30$ °С.

Скорость газов в устье трубы w_{0yc} принимают в пределах 6—10 м/с. Диаметр устья трубы, м, определяют по формуле

$$d_{yc} = \sqrt{\frac{4V}{\pi w_{0yc}}}. \quad (6.32)$$

Тепловые потери на 1 пог. м дымовой трубы составляют для металлических футерованных труб от 9000 до 12500 ккал/ч (при $H_{\text{тр}} = 25 \div 100$ м). Для кирпичных труб

потеря тепла составляет 5000—7500 ккал/ч при указанной высоте труб.

После выбора материала трубы и толщины стенки потерю тепла уточняют расчетом. Потеря температуры газов на 1 пог. м дымовой трубы составляет для кирпичных труб 1°С, для металлических нефутерованных 2—3°С. Ориентировочную высоту трубы определяют по номограмме (рис. 6.53), после этого выбирают значения всех параметров, подставляют в формулу (6.30) и уточняют высоту трубы.

7. Водоподготовка

Осветлители

Методы и оборудование для осветления и коагуляции исходной воды выбирают в зависимости от характера и величины загрязнений (табл. 6.18).

Если при осветлении и коагуляции требуется одновременно снизить щелочность и содержание воды, то эти процессы совмещают с известкованием в осветлителях.

Для проведения коагуляции используют в основном аппараты ЦНИИ-2, ЦНИИ-3 и их модификации, разработанные ВТИ

(табл. 6.19 и 6.20). СКБ ВТИ разработало рабочие чертежи для нормального ряда осветлителей двух типов, применяемых при известковании и известковании с коагуляцией, обезжелезиванием и обескремниванием:

- 1) осветлители производительностью 63, 100, 160 и 250 м³/ч;
- 2) осветлители производительностью 400, 630 и 1000 м³/ч.

Для обеспечения надежной работы и получения проектной производительности этих

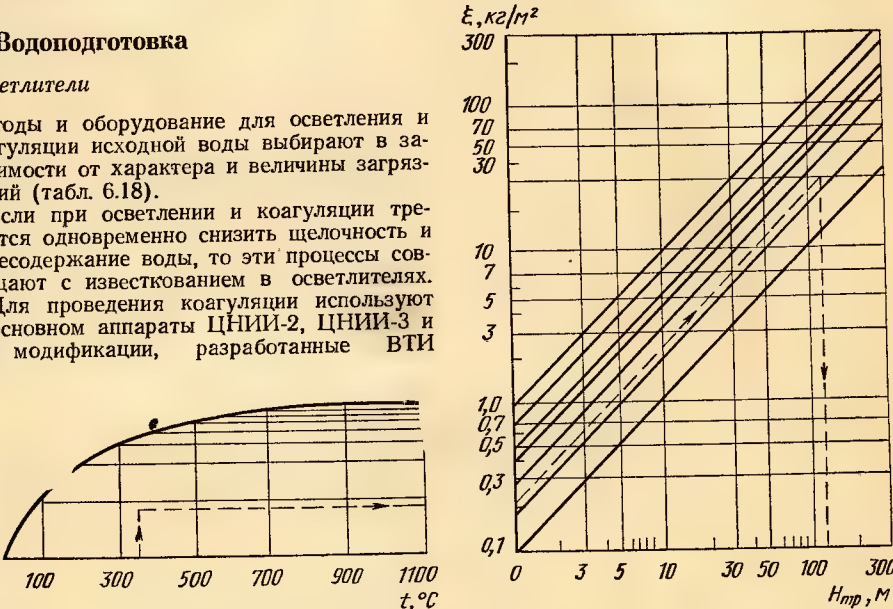


Рис. 6.53. Определение ориентировочной высоты дымовой трубы. H_{гр} — высота дымовой трубы

ТАБЛИЦА 6.18

МЕТОДЫ ОБРАБОТКИ ПОВЕРХНОСТНЫХ ВОД

Показатель исходной воды	Метод обработки	Основное оборудование
Взвешенные вещества до 50 мг/л	Фильтрование	Механические однослойные (вертикальные и горизонтальные) фильтры с загрузкой антрацита крупностью 0,6—1,4 мм, высота слоя загрузки H _{сл} ≥ 1000 мм
Взвешенные вещества до 100 мг/л	Фильтрование для удаления тонкой взвеси; фильтрование с коагуляцией	Механические фильтры с двухслойной загрузкой антрацита и кварцевого песка крупностью соответственно 0,7—1,7 и 0,5—1,2 мм. Высота загрузки каждого слоя 600—500 мм
Взвешенные вещества более 100 мг/л	Осветление с последующим фильтрованием	Осветлители для коагуляции с последующим фильтрованием через однослойные механические фильтры
Поверхностные воды, требующие коагуляции, снижения цветности, удаления коллоидного железа	Коагуляция с осветлением и последующим фильтрованием	То же

ТАБЛИЦА 6.19

**ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСВЕТИТЕЛЕЙ
ДЛЯ ИЗВЕСТКОВАНИЯ КОНСТРУКЦИИ СКБ ВТИ**

Марка осветлителя	Производительность, м³/ч	Максимальная пропускная способность, м³/ч	Объем, м³	Диаметр, мм	Высота, мм	Масса конструкции, т	Нагрузочная масса, т
ВТИ-63и	63	78	76	4250	10 200	8,0	84
ВТИ-100и	100	125	133	5500	10 690	13,5	170
ВТИ-160и	160	200	236	7000	12 247	19,3	280
ВТИ-250и	250	310	413	9000	13 524	32,6	480
ВТИ-400и	400	500	650	11 000	14 889	49,5	750
ВТИ-630и	630	780	1240	14 000	17 492	88,7	1400
ВТИ-1000и	1000	1250	2127	18 000	19 740	147,0	2350

ТАБЛИЦА 6.20

**ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
ОСВЕТИТЕЛЕЙ ДЛЯ КОАГУЛЯЦИИ**

Производительность, м³/ч	Диаметр, мм	Высота осветлителя, мм	Масса конструкции, кг	Нагрузочная масса, т
100	7 000	9 900	22 647	250
150	7 300	6 965	21 890	250
230	9 000	7 650	38 256	400
450	12 500	8 650	57 863	1 000
350	12 000	11 600	75 000	1 050

осветлителей необходимо соблюдать следующие условия:

1. Подогрев воды при известковании следует производить до 30 °С, колебания температуры не должны превышать ±1 °С/ч; постоянство температуры обрабатываемой воды должно обеспечиваться автоматизацией подогрева.

2. Содержание взвешенных веществ исходной воды не должно превышать в паводок 800 мг/л, в остальное время года 200 мг/л; общее количество образующегося осадка $Q_{\text{ш}}^{\text{н}}$ — до 1500 мг/л.

3. Массовое отношение содержания в осадке, выделяющемся в осветлителе, магниевых солей в пересчете на $\text{Mg}(\text{OH})_2$ и кальциевых солей в пересчете на CaCO_3 α_m , не должно превышать 0,15.

α_m определяют по уравнению

$$\alpha_m = \frac{29 \{ [\text{Mg}]_{\text{н.в}} - [\text{Mg}]_{\text{ост}} \}}{50 \{ [\text{Ca}]_{\text{н.в}} - [\text{Ca}]_{\text{ост}} + D_{\text{и}} \} + 0,37 D_{\text{и}} B} \quad (6.33)$$

где $[\text{Mg}]_{\text{н.в}}$ и $[\text{Ca}]_{\text{н.в}}$ — соответственно содержание магния и кальция в исходной воде, мг-экв/л; $[\text{Mg}]_{\text{ост}}$ и $[\text{Ca}]_{\text{ост}}$ — соответственно содержание магния и кальция в воде после известкования, мг-экв/л; $D_{\text{и}}$ — доза извести, мг-экв/л, B — содержание CaCO_3 в известковом молоке, % (по массе) $\text{Ca}(\text{OH})_2$, содержащегося в нем.

При отступлении от перечисленных ус-

ловий производительность осветлителя, м³/ч, должна быть уменьшена до следующих:

α_m	0,15	0,2	0,2
Температура подогрева воды, °С	25	30	25
Расчетная производительность, %*	90	90	85

* По сравнению с проектной производительностью.

При подогреве воды до $(40 \pm 1)^\circ\text{C}$ и $\alpha_m \leq 0,15$ можно увеличить проектную производительность осветлителей до 115 %.

Дозировку извести осуществляют в зависимости от состава исходной воды. Если имеет место условие $[\text{Ca}]_{\text{н.в}} + K \geq [\text{HCO}_3]_{\text{н.в}} - [\text{HCO}_3]_{\text{ост}}$, то дозу извести $D_{\text{и}}$ определяют из уравнения

$$D_{\text{и}} = (\text{CO}_2)_{\text{н.в}} + (\text{HCO}_3)_{\text{н.в}} - (\text{HCO}_3)_{\text{ост}} + K. \quad (6.34)$$

При известковании без дозировки коагулянта при условии $[\text{Ca}]_{\text{н.в}} \geq [\text{HCO}_3]_{\text{н.в}} - [\text{HCO}_3]_{\text{ост}}$

$$D_{\text{и}} = [\text{CO}_2]_{\text{н.в}} + [\text{HCO}_3]_{\text{н.в}} - [\text{HCO}_3]_{\text{ост}}; \quad (6.35)$$

где K — доза коагулянта; $[\text{HCO}_3]_{\text{ост}}$ — остаточная карбонатная щелочность из-

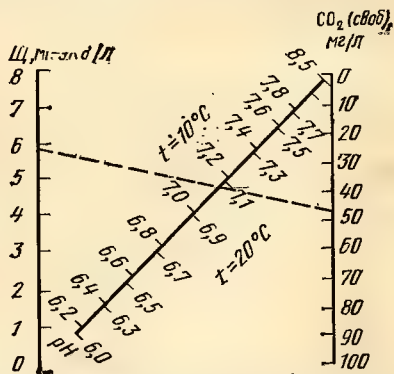


Рис. 6.54. Номограммы для определения свободной углекислоты CO_2 в воде при сухом остатке 200 мг/л

весткованной воды, мг-экв/л; при $J_{и.в} > > Ш_{и.в}$ $[HCO_3]_{ост}$ равняется соответственно 0,5—0,6; 0,6—0,7 и 0,7—0,75 мг-экв/л; при остаточном содержании кальция (с учетом кальция, вводимого для осаждения коагулянта) более 3; 1—3 и 0,5—1 мг-экв/л; $[CO_2]_{и.в}$ — содержание свободной углекислоты в исходной воде, определяют по графику (рис. 6.54).

Если $[Ca]_{и.в} + K < [HCO_3]_{и.в} - [HCO_3]_{ост}$, то в воде содержится бикарбонат магния, для полного осаждения которого в виде $Mg(OH)_2$ необходимо взять избыток извести; дозу извести при этом определяют из уравнения

$$D_{и} = [CO_2]_{и.в} + 2[HCO_3]_{и.в} - 2[HCO_3]_{ост} - [Ca]_{и.в} + I_{и}, \quad (6.36)$$

где $I_{и}$ — избыток извести; принимают $I_{и} = 0,05 \div 0,3$ мг-экв/л.

Количество шлама, образующегося при коагуляции воды, $Q_{ш}^k$, г/м³, приближенно определяют по уравнению

$$Q_{ш}^k = B + 26D_{и} + \frac{111\alpha_{и}K_a}{100}, \quad (6.37)$$

где B — количество взвешенных веществ в исходной воде, г/м³; K_a — доза коагулянта — сернокислого алюминия, г-экв/м³; $\alpha_{и}$ — количество нерастворенных примесей в коагулянте, %.

Количество шлама, образующегося при известковании с коагуляцией, приближенно определяют по уравнению

$$Q_{ш}^и = B + 50(J_{Ca}^и + D_{и}) + 0,56\alpha_{и}D_{и} + 53K + 29J_{Mg}^и, \quad (6.38)$$

где $J_{Ca}^и$ — кальциевая жесткость, удаляемая при известковании, мг-экв/л; $\alpha_{и}$ — количество примесей в дозируемом известковом молоке, $\alpha_{и} = 20 \div 50$ %; K — доза коагулянта — сернокислого железа при известковании, мг-экв/л; $J_{Mg}^и$ — магниевая жесткость, удаляемая при известковании, мг-экв/л.

Содержание шлама после осветлителя при нормальной эксплуатации не должно превышать 10—12 мг/л.

Величину продувки осветлителя определяют по формуле

$$P = \frac{Q_{ш} - B_0}{1000\delta_{ср}} 100, \quad (6.39)$$

где P — величина продувки осветлителя, % от производительности осветлителя; обычно P допускается до 1,5 %, но не более 3 %; $Q_{ш}$ — количество взвешенных веществ, вносимых с обрабатываемой водой, с реагентами и образующихся в процессе осветления или умягчения, г/м³; $Q_{ш}$ — определяют по формуле (6.37) или (6.38); B_0 — остаточное содержание взвешенных веществ в обработанной воде после осветлителя, г/м³; $\delta_{ср}$ — средняя концентрация взвешенных веществ в уплотненном осадке в зависимости от времени отстоя воды, г/л;

ТАБЛИЦА 6.21

СРЕДНЯЯ КОНЦЕНТРАЦИЯ ВЗВЕШЕННЫХ ВЕЩЕСТВ В УПЛОТНЕННОМ ОСАДКЕ $\delta_{ср}$

Характеристика осадка	$\delta_{ср}$ при продолжительности отстоя воды, ч					
	2	3	4	6	8	12
Осадок, образующийся при коагуляции воды с содержанием взвешенных веществ, мг/л:						
100—400	16	19	23	24	25	27
400—1000	20	24	25	27	29	31
выше 1000	24	29	31	33	35	37
Осадок, образующийся при известковании воды:						
с малой магниезнальной жесткостью (до 25 %)	30	35	37	39	40	41
с высокой магниезнальной жесткостью (выше 25 %)	6	8	10	12	15	17

принимают по табл. (6.21), для осветлителей СКБ ВТИ $\delta_{ср}$ составляет 75—150 г/л.

Количество воды, подаваемой в осветлитель, определяют по формуле

$$Q = Q_{осв} + PQ_{осв}/100, \quad (6.40)$$

где Q — количество воды, подаваемой в осветлитель, с учетом собственных нужд осветлителя, м³/ч; $Q_{осв}$ — производительность осветлителей (количество воды, выдаваемой осветлителем), м³/ч.

При проектировании установок предварительной очистки воды производительность осветлителей, трубопроводов (включая обвязку фильтров), перекачивающих насосов и емкость баков различного назначения (исключая оборудование складов) выбирают с запасом 25 % против расчетной.

Осветлительные фильтры

В качестве осветлительных фильтров в водоподготовительных установках котельных применяют типовые напорные однопоточные фильтры, загруженные дробленным антрацитом или кварцевым песком. Последний рекомендуется применять только в случае необходимости установки двухслойного фильтра, поскольку песок требует значительно большей интенсивности промывки.

Ниже рассматриваются два режима работы фильтров: нормальный, предусматривающий работу фильтров с периодическим отключением одного из них на промывку, и форсированный, предусматривающий отключение одного фильтра на ремонт и периодическое отключение другого на промывку. Взрыхляющую промывку фильтрующей загрузки рекомендуется осуществлять осветленной водой; допускается также производить ее с применением сжатого воздуха, как это указано в табл. 6.22.

ТАБЛИЦА 6.22

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА
ОСВЕТИТЕЛЬНЫХ ФИЛЬТРОВ

Показатель	Тип фильтра	
	с загрузкой антрацитом	с двухслойной загрузкой кварцевым песком и антрацитом
Диаметр зерен загрузочного материала, мм:		
антрацит	0,6—1,4	0,7—1,7
кварцевый песок	—	0,5—1,2
Высота фильтрующего слоя, м:		
антрацит	1	0,5—0,6
кварцевый песок	—	0,5—0,6
Насыпная плотность фильтрующего материала, т/м³:		
антрацит	0,8	0,8
кварцевый песок	—	1,6
Скорость фильтрования, м/ч:		
нормальный режим	5 (10)	10
форсированный режим	7,5 (12)	12
Взрыхляющая промывка водой,* л/(с·м²)	10—12	13—17
Продолжительность, мин	~20	~20
Совместная водовоздушная промывка:		
продолжительность, мин	2—3	—
интенсивность воды, л/(с·м²)	6	—
интенсивность воздуха, л/(с·м²)	20	—
Промывка водой:		
интенсивность л/(с·м²)	12	—
продолжительность (до прозрачности 20 см по шрифту), мин	15—20	—
Давление воздуха, кгс/см²	3—4	—

Примечание. В скобках приведены значения скорости фильтрования при установке осветлительных фильтров после осветлителей.

* Большим значениям соответствует меньшая продолжительность взрыхляющей промывки.

Отмывку фильтров и сброс в дренаж первого фильтрата осуществляют только при взрыхляющей промывке их неосветленной водой.

Расчет фильтров выполняют, исходя из их производительности с учетом расхода осветленной воды на собственные нужды всех установленных фильтров.

Общую площадь фильтрования F , м², приближенно определяют по формуле

$$F = Q\alpha/\omega_n, \quad (6.41)$$

где α — коэффициент, учитывающий расход осветленной воды на собственные нужды осветлительных фильтров; для фильтров, промываемых осветленной водой и загруженных антрацитом, в зависимости от числа промывок в сутки (1—2 раза) принимают $\alpha = 1,03 \div 1,1$; ω_n — скорость фильтрования при нормальном режиме работы фильтров, м/ч; принимают по табл. 6.22.

Площадь фильтрования каждого фильтра f' , м², определяют путем подбора по формуле

$$f' = F/(\alpha - 1), \quad (6.42)$$

где α — число фильтров; подсчитывают, начиная с наименьшего значения, равного 2. По площади фильтрования одного фильтра определяют его диаметр, значение которого округляют в сторону увеличения:

Диаметр фильтра D_f , мм	700	1000	1500	2000
Площадь фильтрования f , м²	0,39	0,76	1,72	3,1

Продолжение

Диаметр фильтра D_f , мм	2600	3000	3400
Площадь фильтрования f , м²	5,2	6,95	9,1

Скорость фильтрования ω_n , м/ч, при нормальном режиме работы фильтров (см. табл. 6.22) определяют по формуле

$$\omega_n = \frac{Q + q}{f(\alpha - 1)}, \quad (6.43)$$

где q — среднечасовой расход воды на собственные нужды осветлительных фильтров, м³/ч; f — площадь фильтрования стандартного фильтра, м²; α — число принятых к установке фильтров; 1 — число фильтров, находящихся в промывке.

Среднечасовой расход воды на собственные нужды q , м³/ч, определяют по формуле

$$q = dra/24, \quad (6.44)$$

где d — расход воды на одну промывку фильтра, м³; r — число промывок каждого фильтра в сутки; принимают 1—2 раза.

Расход воды на одну промывку фильтра определяют по формуле

$$d = i \cdot 60tf/1000, \quad (6.45)$$

где i — интенсивность взрыхления, л/(с·м²); принимают по табл. 6.22; t — продолжительность взрыхляющей промывки, мин; принимают по табл. 6.22.

Скорость фильтрования при форсированном режиме определяют по формуле

$$w_{\phi} = \frac{Q + q}{f(a - 2)}, \quad (6.46)$$

где w_{ϕ} — скорость фильтрования при форсированном режиме, м/ч; принимают по табл. 6.22; 2 — число отключенных фильтров (один в ремонте, один в промывке).

Если расчетная скорость фильтрования при форсированном режиме окажется больше допустимой, необходимо соответственно уменьшить принятое расчетное значение скорости при нормальном режиме, т. е. увеличить диаметр или число фильтров.

Выбор схем обработки воды

Схемы следует осуществлять по возможности прямоточные без промежуточного перекачивания воды. Подготовку воды для тепловых сетей можно производить путем одноступенчатого натрий- или водород-катионирования «голодной регенерацией фильтров».

Основными критериями выбора схем обработки воды для паровых котлов являются следующие:

а) величина продувки котлов

$$P = \frac{S_{0.в} \alpha_{0.в} 100}{S_{к.в} - S_{0.в} \alpha_{0.в}} \leq 10 \%,$$

где P — размер продувки по сухому остатку, % паропроизводительности; $\alpha_{0.в}$ — доля обработанной воды в питательной; $S_{0.в}$ — сухой остаток обработанной воды, мг/л; $S_{к.в}$ — сухой остаток котловой воды для принятого в проекте типа котла, мг/л; принимают по паспортным и эксплуатационным данным;

б) относительная щелочность котловой воды

$$\text{Щ}_{от}^{к.в} = \text{Щ}_{от}^{0.в} = 40 \text{ Щ}_{0.в} / S_{0.в} \leq 20 \%,$$

где $\text{Щ}_{от}^{к.в}$ — относительная щелочность котловой воды, %; $\text{Щ}_{от}^{0.в}$ — относительная щелочность обработанной воды, %; $\text{Щ}_{0.в}$ — щелочность обработанной воды, мг-экв/л; $S_{0.в}$ — сухой остаток обработанной воды, мг/л; 40 — эквивалент NaOH;

в) содержание углекислоты в паре

$$\text{CO}_2 = 22 \text{ Щ}_{0.в} \alpha_{0.в} (1 + \sigma) \leq 20 \text{ мг/кг},$$

где σ — доля разложения Na_2CO_3 в котле; принимают по графику, приведенному на рис. 6.55.

Для паровых котлов рекомендуются следующие схемы обработки воды:

а) натрий-катионирование, если эта схема допустима по величине продувки котлов, концентраций углекислоты в паре, относительной щелочности; для экранированных котлов, требующих глубокого умягчения, применяют, как правило, двухступенчатое натрий-катионирование;

б) водород-натрий-катионирование (параллельное или последовательное с «голодной» регенерацией водород-катионитных фильтров), когда требуется снижение ще-

лочности, содержания и углекислоты в паре;

в) натрий-хлор-ионирование, когда требуется снижение щелочности и концентрации углекислоты в паре и величина продувки котлов не превышает нормы;

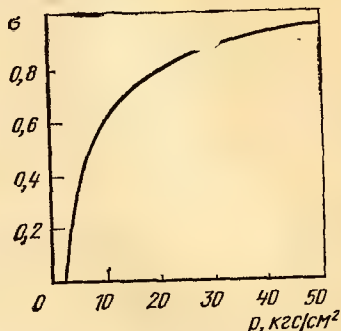


Рис. 6.55. Зависимость разложения Na_2CO_3 б от давления p в котле

г) аммоний-натрий-катионирование, когда требуется снижение щелочности, содержания котловой воды и концентрации углекислоты в паре; одновременно допускается наличие в паре аммиака;

д) частичное химическое обессоливание, когда требуется значительное снижение содержания.

Для паровых котлов, допускающих внутрикотловую обработку, осуществляют соответствующую составу исходной воды дозировку щелочных реагентов в питательную воду, магнитную обработку воды или докотловое термохимическое умягчение исходной воды при обязательном удалении шлама.

Натрий-катионитные фильтры

Исходными данными для расчета натрий-катионитных фильтров являются: производительность; общая жесткость воды, поступающей на фильтры; остаточная жесткость фильтрата. Основные данные для расчета натрий-катионитных фильтров приведены в табл. 6.23.

Расчет начинают с подбора диаметра фильтра по скорости фильтрования, которую определяют из приведенных ниже уравнений:

а) для нормальной скорости

$$w_n = Q_{\text{Na}} / (f_{\text{Na}} a); \quad (6.47)$$

б) для максимальной скорости

$$w_m = \frac{Q_{\text{Na}}}{f_{\text{Na}} (a - 1)}, \quad (6.48)$$

где Q_{Na} — производительность натрий-катионитных фильтров, м³/ч; f_{Na} — площадь фильтрования натрий-катионитного фильтра, м² (приведена в разделе «осветлительные фильтры»); a — количество работающих фильтров; принимают не менее двух, сверх того, один резервный, который в расчете не учитывают (устанавливают филь-

ТАБЛИЦА 6.23

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА
НАТРИЙ-КАТИОНИТНЫХ ФИЛЬТРОВ

Показатели	Фильтр первой ступени	Фильтр второй ступени
Высота слоя катионита, м	2—2,5	1,5
Крупность зерен катионита, мм	0,5-1,1	0,5-1,1
Скорость фильтрования нормальная* ¹ , м/ч, при жесткости воды, мг-экв/л:		
до 5	25 (35)	40 (50)
» 10	15 (25)	—
» 15	10 (20)	—
Потери напора на фильтрах, м вод. ст.* ² , при скорости фильтрования, м/ч:		
10	5 (6)	—
20	5 (7)	—
30	6 (9)	—
40	7 (11)	13
60	9 (14)	14
Взрыхляющая промывка катионита: интенсивность* ² , л/(м ² ·с)	4 (3)	4 (3)
продолжительность* ³ , мин	30 (15)	30 (15)
Удельный расход поваренной соли на регенерацию сульфогля, г/г-экв, при двухступенчатом натрий-катионировании и жесткости обрабатываемой воды, мг-экв/л:		
до 5	100—120	300—400
» 10	120—200	
» 15	170—250	
» 20	200—300	
Концентрация регенерационного раствора, %	5—8	8—12
Скорость пропуска регенерационного раствора, м/ч	3—4	3—5
Рабочая обменная способность сульфогля, г-экв/м ³	По формуле (6.51)	250—300
Отмывка катионита от продуктов регенерации: скорость пропуска отмывочной воды через катионит, м/ч	6—8	6—8
Удельный расход отмывочной воды, м ³ /м ³ , при загрузке фильтра сульфоглем	4	6
То же, катионитом КУ-2	6	8

Продолжение табл. 6.23

Показатели	Фильтр первой ступени	Фильтр второй ступени
Общая длительность регенерации фильтра* ⁴ , ч, при загрузке фильтра: сульфоглем	2	2,5—3,5
катионитом КУ-2	3—4,5	3,5—5,0

Примечание. Общий удельный расход воды на регенерацию фильтров не приведен ввиду его больших колебаний в зависимости от качества исходной воды, удельного расхода соли, марки загруженного в фильтр катионита и т. п.

*¹ Не рекомендуется скорость фильтрования менее 5 м/ч из-за возможного снижения обменной емкости катионита. В скобках — максимальная скорость при регенерации одного из фильтров.

*² В скобках — при загрузке мелкого катионита с крупностью зерен 0,3—0,8 мм.

*³ Продолжительность взрыхляющей промывки принимают 15 мин в схемах без известкования и при использовании ионообменных материалов с высокой механической прочностью.

*⁴ Определяют расчетом. В таблице приведены ориентировочные данные.

ров $a+1$); $a-1$ — число работающих фильтров при регенерации одного из них.

Размеры и число фильтров первой ступени выбирают таким образом, чтобы при наименее благоприятном качестве исходной воды и ремонте резервного фильтра число регенерации каждого фильтра было не более трех и для больших диаметров фильтров — не менее одного.

Количество солей жесткости A , г-экв/сут, удаляемое на натрий-катионитных фильтрах, определяют по формуле

$$A = 24J_0 Q_{Na}, \quad (6.49)$$

где J_0 — общая жесткость воды, поступающей на натрий-катионитный фильтр, г-экв/м³.

На натрий-катионитный фильтр первой ступени обычно поступает вода с жесткостью, равной жесткости исходной воды, или частично умягченная после водород-катионирования или известкования, а на натрий-катионитные фильтры второй ступени — вода с остаточной жесткостью фильтрата до 0,1 мг-экв/л.

Число регенераций каждого фильтра первой ступени в сутки определяют по формуле

$$n = A / f_{Na} H_{сл} E_p^{Na} a, \quad (6.50)$$

где $H_{сл}$ — высота слоя катионита, м; E_p^{Na} — рабочая обменная способность катионита при натрий-катионировании, г-экв/м³, определяют из уравнения

$$E_p^{Na} = \alpha_a \beta_{Na} E_n - 0,5q_b J_0, \quad (6.51)$$

где α_a — коэффициент эффективности регенерации, учитывающий неполноту регене-

рации катионита в зависимости от удельного расхода соли q_c , г/г-экв, обменной способности на регенерацию (см. ниже):

$$E_p^{Na} = \alpha_{\theta} E_{\Pi} - 0,5q_{Ж_0}. \quad (6.52)$$

Расход 100 %-ной поваренной соли на

q_c . . .	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210	220
α_{θ} . . .	0,62	0,64	0,67	0,69	0,72	0,74	0,75	0,77	0,78	0,80	0,81	0,82	0,83
q_c . . .	230	240	250	260	270	280	290	300	310	320	330	340	350
α_{θ} . . .	0,84	0,85	0,87	0,87	0,88	0,88	0,89	0,90	0,91	0,92	0,92	0,93	0,94

β_{Na} — коэффициент, учитывающий снижение обменной способности катионита по Ca^{2+} и Mg^{2+} за счет частичного задержания катионов Na^{+} :

одну регенерацию фильтра, Q_c^{Na} , кг, определяют из уравнения

$$Q_c^{Na} = E_p^{Na} f_{Na} H_{cл} q_c / 1000, \quad (6.53)$$

$C_{Na}^2 / Ж_0$. .	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
β_{Na}	0,93	0,92	0,91	0,89	0,88	0,87	0,86	0,85	0,84	0,83	0,8	0,77	0,73	0,7
$C_{Na}^2 / Ж_0$. .	0,6	0,7	0,8	0,9	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
β_{Na}	0,69	0,68	0,67	0,66	0,65	0,62	0,60	0,57	0,54	0,53	0,52	0,52	0,51	0,5

C_{Na} — концентрация натрия в умягчаемой воде, мг-экв/л; E_{Π} — полная обменная способность катионита, г-экв/м³; по заводским данным (см. ниже):

	Крупность зерен, мм	E_{Π}
Сульфуголь	0,3—0,8	550
»	0,5—1,1	500
Катионит КУ-2	0,8—1,2	1700

q_n — удельный расход воды на отмывку катионита, м³/м³, принимают по табл. 6.23.

Для ориентировочных расчетов можно пользоваться значениями рабочей обменной способности сульфуголя (табл. 6.24).

При отсутствии натрия в исходной воде рабочую обменную способность катионита при умягчении воды определяют по упрощенной формуле

где q_c — удельный расход соли на регенерацию, г/г-экв обменной способности катионита; определяют на рис. 6.56.

Суточный расход технической соли на регенерацию фильтров $Q_{т.с.}$, кг/сут определяют по формуле

$$Q_{т.с.} = Q_c^{Na} na \cdot 100 / 93, \quad (6.54)$$

где 93 — содержание NaCl в технической соли, %.

Расход воды на одну регенерацию натрий-катионитного фильтра складывается из следующих величин:

а) расход воды на одну взрыхляющую промывку фильтра $Q_{взр}$, м³:

$$Q_{взр} = i f_{Na} 60 t_{взр} / 1000, \quad (6.55)$$

где i — интенсивность взрыхляющей промывки фильтров, л/(с·м²), принимают по

ТАБЛИЦА 6.24

РАБОЧАЯ ОБМЕННАЯ СПОСОБНОСТЬ СУЛЬФОУГЛЯ ПРИ НАТРИЙ-КАТИОНИРОВАНИИ E_p , г-экв/м³

Содержание натрия в обрабатываемой воде, % от X_0	Удельный расход соли на регенерацию, г/г-экв	E_p при общей жесткости поступающей на фильтры воды, мг-экв/л							
		5		10		15		20	
		н фракционном составе сульфуголя, мм							
		0,3-0,8	0,5-1,1	0,3-0,8	0,5-1,1	0,3-0,8	0,5-1,1	0,3-0,8	0,5-1,1
1	120	330	300	321	290	310	280	300	270
	150	370	330	360	320	350	310	340	300
	200	400	360	390	360	380	350	370	330
10	120	310	280	320	290	260	240	240	220
	150	350	310	350	320	290	260	280	250
	200	390	340	390	350	330	290	310	270
50	120	220	200	200	180	180	160	150	130
	150	250	220	220	200	200	180	170	150
	200	270	250	250	220	220	200	190	170
	250	290	260	260	240	240	210	200	180

табл. 6.23; $t_{\text{взр}}$ — продолжительность взрыхляющей промывки, мин, принимают по табл. 6.23;

б) расхода воды на приготовление регенерационного раствора соли $Q_{\text{р.р}}$, м³:

$$Q_{\text{р.р}} = Q_{\text{с}}^{\text{Na}} 100 / (1000 b_{\text{р.р}}), \quad (6.56)$$

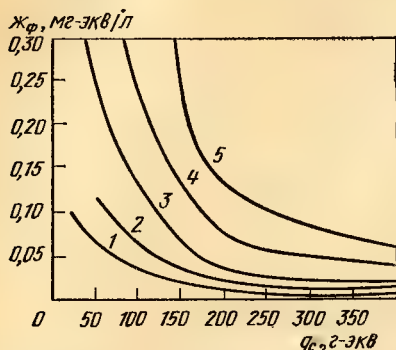


Рис. 6.56. Зависимость удельного расхода соли $\text{Ж}_\text{Ф}$ на регенерацию от требуемой жесткости фильтра $\text{Ж}_\text{Ф}$ и жесткости исходной воды. Концентрация катионов жесткости в исходной воде, мг-экв/л:

1 — 5; 2 — 7; 3 — 10; 4 — 15; 5 — 20

где b — концентрация регенерационного раствора, %; принимают по табл. 6.23; $\rho_{\text{р.р}}$ — плотность регенерационного раствора, т/м³; принимают по табл. 6.25;

в) расхода воды на отмывку катионита от продуктов регенерации $Q_{\text{от}}$, м³:

$$Q_{\text{от}} = q_{\text{от}} f_{\text{Na}} N_{\text{сл}}, \quad (6.57)$$

где $q_{\text{от}}$ — удельный расход воды на отмыв-

ку катионита, м³/м³; принимают по табл. 6.23.

Расход воды на одну регенерацию натрий-катионитного фильтра без использования отмывочной воды на взрыхление

$$Q'_{\text{с.н}} = Q_{\text{взр}} + Q_{\text{р.р}} + Q_{\text{от}}, \quad (6.58)$$

при использовании отмывочной воды

$$Q''_{\text{с.н}} = Q_{\text{р.р}} + Q_{\text{от}}. \quad (6.59)$$

Среднечасовой расход воды на собственные нужды натрий-катионитных фильтров $Q''_{\text{с.н}}$, м³/ч, определяют по формуле

$$Q''_{\text{с.н}} = Q_{\text{с.н}} \text{ан}/24. \quad (6.60)$$

Межрегенерационный период фильтра определяют из уравнения

$$T_{\text{Na}} = \frac{24}{n} - t_{\text{рег}}^{\text{Na}}, \quad (6.61)$$

где $t_{\text{рег}}^{\text{Na}}$ — время регенерации фильтра, мин;

$$t_{\text{рег}}^{\text{Na}} = t_{\text{взр}} + t_{\text{р.р}} + t_{\text{от}}, \quad (6.62)$$

где $t_{\text{р.р}}$ — время пропуски регенерационного раствора через фильтр, мин; определяют из уравнения

$$t_{\text{р.р}} = Q_{\text{р.р}} 60 / (w_{\text{р.р}} f_{\text{Na}}), \quad (6.63)$$

где $w_{\text{р.р}}$ — скорость пропуска регенерационного раствора, м/ч; принимают по табл. 6.23; $t_{\text{от}}$ — время отмывки фильтра от продуктов регенерации, мин; определяют из уравнения

$$t_{\text{от}} = Q_{\text{от}} 60 / (w_{\text{от}} f_{\text{Na}}); \quad (6.64)$$

ТАБЛИЦА 6.25

ПЛОТНОСТЬ ВОДНЫХ РАСТВОРОВ СОЛЕЙ, г/см³

Содержание вещества, г/100 г раствора	$\text{Al}_2(\text{SO}_4)_3$ при 19 °С	FeCl_3 при 20 °С	FeSO_4 при 18 °С	NH_4NO_3 при 20 °С	NH_4Cl при 20 °С	$(\text{NH}_4)_2\text{SO}_4$ при 20 °С	Na_2CO_3 при 20 °С	NaCl при 20 °С	NaNO_3 при 20 °С	Na_2PO_4 при 15 °С
1	1,009	1,007	1,009	1,002	1,001	1,004	1,009	1,005	1,005	1,009
2	1,019	1,015	1,018	1,006	1,005	1,010	1,019	1,013	1,012	1,019
4	1,040	1,032	1,038	1,015	0,011	1,022	1,040	1,027	1,025	1,041
6	1,061	1,049	1,058	1,023	1,017	1,034	1,061	1,041	1,039	1,062
8	1,083	1,067	1,079	1,031	1,023	1,046	1,082	1,056	1,053	1,085
10	1,105	1,085	1,100	1,040	1,027	1,057	1,103	1,071	1,067	1,108
12	1,129	1,104	1,122	1,048	1,034	1,069	1,124	1,086	1,082	—
14	1,152	1,123	1,145	1,057	1,040	1,081	1,146	1,101	1,097	—
16	1,176	1,142	1,168	1,065	1,046	1,092	—	1,116	1,112	—
18	1,201	1,162	1,191	1,074	1,051	1,104	—	1,132	1,127	—
20	1,226	1,182	1,214	1,083	1,057	1,115	—	1,148	1,143	—
22	1,252	—	—	—	1,062	—	—	1,164	—	—
24	1,278	—	—	1,101	—	1,138	—	1,180	1,175	—
26	1,306	—	—	—	1,073	—	—	1,197	—	—
28	1,333	1,268	—	1,119	—	1,161	—	—	1,209	—
30	—	1,291	—	—	—	1,172	—	—	1,226	—
35	—	1,353	—	1,151	—	1,200	—	—	1,270	—
40	—	1,417	—	1,175	—	1,228	—	—	1,318	—
45	—	1,485	—	—	—	—	—	—	1,368	—
50	—	1,551	—	1,226	—	1,283	—	—	—	—

где $w_{от}$ — скорость отмывки, м/ч; принимают по табл. 6.23.

Количество одновременно регенерируемых фильтров определяют по формуле

$$n_{o.p} = nat_{per}^{Na} / 24. \quad (6.65)$$

Проверку совпадения регенерацией особенно важно производить при автоматизации для определения количества устанавливаемых командных электрических приборов (КЭП).

Аммоний-натрий-катионитные фильтры

Аммоний-катионирование в зависимости от качества исходной воды можно осуществлять в схемах параллельного или совместного аммоний-натрий-катионирования.

Схему параллельного аммоний-натрий-катионирования применяют, как правило, при содержании ионов натрия в воде более 30—35 % общей жесткости и при степени обмена на аммоний a_{NH_4} более 90 и менее 40%, а схему совместного аммоний-натрий-катионирования — при содержании катионов в воде менее 30—35 % общей жесткости и при степени обмена на аммоний в пределах от 40 до 90 %.

Степень обмена катионов жесткости на аммоний при совместном аммоний-натрий-катионировании или, что то же, долю воды, поступающей на аммоний-катионитные фильтры при параллельном аммоний-натрий-катионировании, определяют по формуле

$$a_{NH_4} = \frac{(Ж_K - Ш_{ост}) 100}{Ж_K + [Cl^-] + [SO_4^{2-}]}, \quad (6.66)$$

где a_{NH_4} — степень обмена катионов жесткости на аммоний (доля аммоний-катионированной воды), %; $Ж_K$ — карбонатная жесткость умягчаемой воды, мг-экв/л; $Ш_{ост}$ — условная «остаточная» щелочность (нелетучая, натриевая) умягченной воды (фильтрата) при совместном аммоний-натрий-катионировании или условная щелочность воды после смешения потоков аммоний-натрий-катионированных вод; в зависимости от необходимого снижения щелочности котловой воды принимают $Ш_{ост} = 0,3 \div 0,7$ мг-экв/л; $[Cl^-]$ и $[SO_4^{2-}]$ — соответственно концентрация ионов хлора и сульфата в умягчаемой воде, мг-экв/л.

При практическом отсутствии в воде ионов натрия формула (6.66) упрощается:

$$a_{NH_4} = \frac{(Ж_K - Ш_{ост}) 100}{Ж_{и.в}}. \quad (6.67)$$

Степень обмена катионов жесткости на натрий при совместном аммоний-натрий-катионировании или, что то же, долю воды, поступающей на натрий-катионитные фильтры при параллельном аммоний-натрий-катионировании определяют по формуле

$$a_{Na} = 100 - a_{NH_4}, \quad (6.68)$$

где a_{Na} — степень обмена катиона жесткости на натрий или доля воды, поступа-

ющей на натрий-катионитные фильтры, %.

При расчетах аммоний-катионитных фильтров в схемах совместного аммоний-натрий-катионирования расчет фильтра ведут так же, как и аммоний-катионитного фильтра, но на полную производительность установки. Рабочую обменную способность катионита принимают, как и при натрий-катионировании. Фильтры регенерируют общим раствором сульфата аммония и хлористого натрия. Концентрация сульфата аммония должна быть не более 2—3 %; из этого расчета определяют объем регенерационного раствора и дополнительное количество поваренной соли.

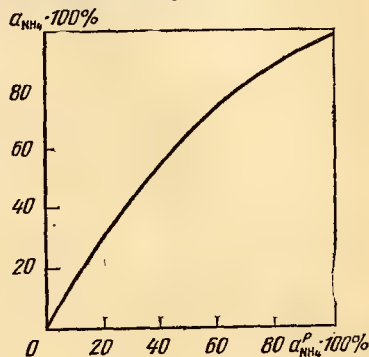


Рис. 6.57. Зависимость относительной концентрации $(NH_4)_2SO_4$ в регенерационном растворе $a_{NH_4}^p$ от степени обмена на NH_4^+ a_{NH_4} .

Состав регенерационного раствора при совместном аммоний-натрий-катионировании рассчитывают следующим образом. По рис. 6.57 в зависимости от степени обмена катионов жесткости на аммоний a_{NH_4} определяют относительную концентрацию ионов аммония в регенерационном растворе в процентах от общей массы реагентов $NH_4SO_4 + NaCl$.

Относительную концентрацию ионов натрия в регенерационном растворе определяют по формуле

$$a_{Na}^p = 100 - a_{NH_4}^p, \quad (6.69)$$

где a_{Na}^p и $a_{NH_4}^p$ — концентрация ионов натрия и аммония в регенерационном растворе, % [или процентное содержание сульфата аммония и поваренной соли от суммы расхода $(NH_4)_2SO_4 + NaCl$].

Расход реагентов на одну регенерацию фильтра при совместном аммоний-натрий-катионировании определяют по следующим формулам:

а) расход сульфата аммония $Q_{NH_4}^p$, кг:

$$Q_{NH_4}^p = \frac{VE_p q_p a_{NH_4}}{1000 \cdot 100}; \quad (6.70)$$

б) расход поваренной соли Q_{Na}^p , кг:

$$Q_{Na}^p = \frac{VE_p q_p a_{Na}}{1000 \cdot 100}, \quad (6.71)$$

где V — объем катионита в фильтре, м^3 ; E_p — рабочая емкость поглощения катионита при совместном аммоний-натрий-катионировании, г-экв/м^3 (принимают, как и при натрий-катионировании); q_p — удельный расход реагентов, г/г-экв .

Расход воды на регенерацию принимают, как и при натрий-катионировании.

Хлор-ионитные фильтры

Хлор-ионитные фильтры устанавливают только после натрий-катионитных фильтров первой ступени, так как обмен иона хлора на HCO_3 идет только в умягченной щелочной среде. Данные фильтры могут быть загружены только анионитом; в этом случае при необходимости глубокого умягчения воды нужно устанавливать после них натрий-катионитные фильтры второй ступени.

Хлор-ионитные фильтры устанавливают и в том случае, если воду после них используют для подпитки тепловых сетей, где величина общей жесткости не лимитируется, а щелочность снижается хлор-ионированием до требуемых пределов.

Хлор-ионитные фильтры, используемые чаще всего для приготовления воды, питающей паровые котлы (в этом случае требуется глубокое умягчение), загружают катионитом, а сверху анионитом. Анионит снижает щелочность исходной воды, а катионит является второй ступенью натрий-катионирования. В таком смешанном натрий-хлор-ионитном фильтре обычно минимально необходимую высоту загрузки катионита определяют расчетным путем; высота фильтрующего слоя — катионита должна быть выше, но не менее чем на 0,5 м, так как он менее дефицитен и значительно дешевле анионита.

Для расчета хлор-ионитных фильтров необходимо иметь следующие исходные данные: производительность натрий-хлор-ионитного фильтра Q_{Cl} , $\text{м}^3/\text{ч}$; требуемое снижение бикарбонатов, или остаточную щелочность обрабатываемой воды (решается при выборе схемы обработки воды) $\text{Щ}_{\text{ост}}$, мг-экв/л ; анализ исходной воды (железо, окисляемость, анионный состав: HCO_3^- , SO_4^{2-} , Cl^- ; NO_2^- ; NO_3^- и пр.).

Расчет производят после предварительной проверки возможности осуществления хлор-ионирования по соотношению

$$\frac{\text{HCO}_3}{\text{SO}_4 + \text{NO}_2 + \text{NO}_3} > 1$$

и содержанию суммы анионов сильных кислот (кроме Cl) — не более 3 мг-экв/л .

Расчет начинают с подбора диаметра фильтра по скорости фильтрования

$$w_{\text{Cl}} = Q_{\text{Cl}} / (f_{\text{Cl}} a), \quad (6.72)$$

где w_{Cl} — скорость фильтрования на хлор-ионитных фильтрах; принимают равной 15—20 м/ч ; f_{Cl} — площадь хлор-ионитного фильтра, м^2 ; используют стандартные натрий-катионитные фильтры первой ступени; a — количество фильтров, принимают в зависимости от требований проектируемой установки.

Количество удаляемых на хлор-ионитных фильтрах ионов HCO_3 A_{Cl} , г-экв/сут , определяют из уравнения

$$A_{\text{Cl}} = 24 Q_{\text{Cl}} (\text{Щ}_{\text{и.в}} - \text{Щ}_{\text{ост}}); \quad (6.73)$$

где $\text{Щ}_{\text{и.в}}$ — бикарбонатная щелочность исходной воды, г-экв/м^3 ; $\text{Щ}_{\text{ост}}$ — остаточная щелочность после хлор-ионирования, г-экв/м^3 .

Для паровых котлов принимают меньшее значение $\text{Щ}_{\text{ост}}$, определенное по формуле, г-экв/м^3 :

$$\text{Щ}_{\text{ост}} = S_{0.в} / 200, \quad (6.74)$$

или по формуле

$$\text{Щ}_{\text{ост}} = 0,826 / \alpha_{0.в}. \quad (6.75)$$

Для других потребителей величину $\text{Щ}_{\text{ост}}$ принимают в соответствии с требованиями, предъявляемыми к щелочности обработанной воды. Число регенераций хлор-ионитного фильтра в сутки определяют из уравнения

$$n = A_{\text{Cl}} / (f_{\text{Cl}} H_{\text{сл}}^a E_p^{\text{Cl}} a), \quad (6.76)$$

где n — число регенераций хлор-ионитного фильтра или только объема анионита в смешанном фильтре; принимают не более трех в сутки, при этом одновременно регенерируется и катионит второй ступени, потребность в регенерации которого значительно меньше; $H_{\text{сл}}^a$ — высота слоя анионита, м (в смешанном фильтре учитывают только высоту слоя анионита); E_p^{Cl} — рабочая обменная способность анионита АВ-17 по иону HCO_3 , г-экв/м^3 ; принимают в расчетах ориентировочно равной 300 г-экв/м^3 (при удельном расходе соли 65 кг на 1 м^3 анионита и остаточной щелочности фильтра около 1,0—1,5 мг-экв/л и уточняют при наладке установки в зависимости от качества исходной воды, расхода соли на регенерацию и необходимой величины остаточной щелочности фильтра).

Подобрав из уравнения (6.76) необходимый объем анионита в хлор-ионитном фильтре по числу регенераций, определяют расход соли:

$$Q_{\text{с}}^{\text{Cl}} = 65 f_{\text{Cl}} H_{\text{сл}}, \quad (6.77)$$

где $Q_{\text{с}}^{\text{Cl}}$ — необходимый расход соли на одну регенерацию фильтра, кг; 65 — рекомендуемый расход соли, кг, на 1 м^3 анионита; при наладке установки оптимальный расход соли следует уточнить.

Расход соли на регенерацию катионита (вторая ступень натрий-катионирования) в смешанном фильтре не рассчитывают, так как количество соли, принятое по расчету на регенерацию хлор-анионита, в десятки раз превышает количество, необходимое для регенераций катионита (Na^+ регенерирует катионит, а Cl^- — анионит).

Расход воды на приготовление регенерационного раствора, регенерацию хлор-ионитных и натрий-катионитных фильтров в схемах натрий-хлор-ионирования рассчиты-

ТАБЛИЦА 6.26

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ХЛОР-ИОНИТНЫХ ФИЛЬТРОВ

Показатели	Хлор-анионитный фильтр	Смешанный натрий-хлор-ионитный фильтр
Высота слоя, м:		
анионита	2—2,5	0,5—2,0
катионита	—	0,5—2,0
Крупность зерен анионита, мм	0,35—1,2	
Скорость фильтрования, м/ч:		
допустимая	4—30	
рекомендуемая	15—20	
Потери напора, м вод. ст., при скорости фильтрования, м/ч:		
10	6—5	
20	7—5	
30	9—6	
Взрыхляющая промывка анионита:		
интенсивность, л/(с·м ²)	3	
продолжительность, мин	15*	
Отмывка анионита:		
скорость отмывки, м/ч	6—8	
расход воды на отмывку анионита, м ³ /м ³	4	

* Продолжительность взрыхления 15 мин принята для анионита АВ-17-8.

вают в соответствии с приведенными выше расчетами натрий-катионитных фильтров и по табл. 6.26.

Водород-катионитные фильтры.

Расчет водород-катионитных фильтров производят на основании следующих исходных данных: производительности фильтров, м³/ч; требований, предъявляемых к водород-катионированной воде; качественного состава воды, поступающей на водород-катионитные фильтры.

В зависимости от требований к качеству обработанной воды водород-катионирование осуществляют по различным схемам:

1) водород-катионирование с «голодной» регенерацией фильтров в случае необходимости разрушения бикарбонатного иона, удаления только карбонатной жесткости до 0,7—1,5 мг-экв/л и снижения солевого содержания исходной воды (соответствующего удаляемой карбонатной жесткости);

2) водород-катионирование в схемах параллельного водород-натрий-катионирования, если невозможно осуществить «голодную» регенерацию фильтров по составу исходной воды или требуется более глубокое снижение щелочности (до 0,3 мг-экв/л);

3) водород-катионирование в схемах химического обессоливания — при необходимости частичного или полного обессоливания исходной воды.

Основные технологические данные для расчета водород-катионитных фильтров приведены в табл. 6.27, технологические данные катионитов, используемых при водород-катионировании, рекомендуемые ВТИ марки катионитов и технология проведения водород-катионирования в схемах химического обессоливания в зависимости от ка-

чества исходной воды приведены в табл. 6.28 и 6.29.

На рис. 6.58 приведен график для определения необходимой интенсивности взрыхления катионита.

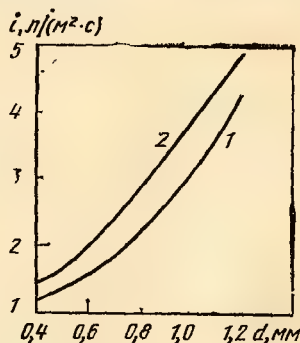


Рис. 6.58. Зависимость интенсивности взрыхления катионита i от диаметра зерен катионита d :

1 — при $t=5^\circ\text{C}$; 2 — при $t=20^\circ\text{C}$

Водород-катионитные фильтры в схеме водород-катионирования с «голодной» регенерацией фильтров. Расчет водород-катионитного фильтра при регенерации его «голодной» дозой кислоты начинают с определения величин характеристики катионного состава исходной воды K :

$$K = \text{Na}^+ / (\text{Ca}^{2+} + \text{Mg}^{2+}) = \text{Na}^+ / \text{Ж}_0 \quad (6.78)$$

и характеристики анионного состава A :

$$A = \text{HCO}_3^- / (\text{Cl}^- + \text{SO}_4^{2-}) = \text{HCO}_3^- / \Sigma A_{\text{ан}} \quad (6.79)$$

ТАБЛИЦА 6.27

**ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ НОРМАТИВНЫЕ ДАННЫЕ
ДЛЯ РАСЧЕТА ФИЛЬТРОВ ПРИ ВОДОРОД-КАТИОНИРОВАНИИ**

Показатели	Обычная	Противоточная	Ступенчато-противоточная
Высота слоя катионита, м	До 2,5	До 3,3	—
Допустимая скорость фильтрования, м/ч .		От 4 до 30	
Рекомендуемая нормальная скорость фильтрования, м/ч ^{*1} , при жесткости обрабатываемой воды, мг-экв/л:			
до 5		20(30)	
» 10		15(25)	
» 15		10(20)	
Потери напора в фильтре, м вод. ст. . . .		По табл. 6.28	
Количество устанавливаемых фильтров, шт.:			
работающих		Не менее 3	
резервных		1	
Количество регенераций каждого (кроме резервного) фильтра в сутки при наименее благоприятном качестве воды		Не менее 1 и не более 3	
Взрыхление катионита:			
интенсивность, л/(с·м²)		По рис. 6.58	
продолжительность, мин		15—30 ^{*2}	
Регенерация катионита:			
удельный расход серной кислоты, г/г-экв		В зависимости от схемы водород-катионирования	
концентрация раствора, %, при загрузке сульфогуглем		1,5—2,0	
то же, катионитом КУ-2		Нарастающей концентрации ^{*3}	
скорость пропуска раствора, м/ч . . .		1→3→6	
Отмывка катионита:		10	
удельный расход отмывочной воды, м³/м³	Осветленной водой	Водород-катионированной водой	^{*4}
скорость пропуска отмывочной воды через катионит, м/ч		По табл. 6.28	
Общая продолжительность регенерации, ч .		10	
		По расчету	

^{*1} В скобках — максимальная скорость фильтрования при регенерации одного из фильтров.
^{*2} 15 мин для ионитов с высокой механической прочностью (КУ-2-8 и т. п.) без предварительного известкования.
^{*3} Применение нарастающей концентрации кислоты (от 1 до 6 %) позволяет увеличить емкость поглощения катионита на 30—35 %.
^{*4} Отмывку первого корпуса (этажа) первоначально производят водород-катионированной водой (50 % общего расхода) и окончательно осветленной водой, отмывку второго корпуса (этажа) полностью производят водород-катионированной водой.

ТАБЛИЦА 6.28

**ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ НОРМАТИВНЫЕ ДАННЫЕ КАТИОНИТОВ
В СХЕМАХ ВОДОРОД-КАТИОНИРОВАНИЯ**

Показатели	Обычная	Противоточная	Ступенчато-противоточная
Крупность зерен, мм:			
СК-1	0,5—1,1	1,0—1,1	0,5—1,1
КУ-2-8	0,3—1,25	1,0—1,25	0,3—1,25
Допустимая высота слоя катионита, м:	До 2,5	До 3,3	См. примечание
двухкорпусный фильтр { 1-й корпус	—	—	До 2,5
{ 2-й корпус	—	—	» 2,5
двухэтажный фильтр { 1-й этаж	—	—	По заводским данным
{ 2-й этаж	—	—	То же
Насыпная плотность товарного катионита, т/м³:			
СК-1	0,65—0,7	0,65—0,7	0,65—0,7
КУ-2-8	0,71	0,71	0,71

Показатели	Обычная	Противоточная	Ступенчато-противоточная
То же, в набухшем состоянии, т/м³:			
СК-1	0,55	0,55	0,55
КУ-2-8	0,69	0,69	0,69
Расход катионита при эксплуатации при температуре до 40 °С, %:			
сульфоуголь в первый год эксплуата-	—	20	—
ции	—	12	—
то же, в последующие годы	—	—	—
катионит КУ-2-8 в первый год эксплуата-	15	—	15
ции	10	—	10
то же, в последующие годы	—	—	—
Температура обрабатываемой воды, °С:			
в схемах химического обессоливания	—	20—25	—
в прочих схемах	—	15—40	—
Сопротивление фильтров (потери напора, м вод. ст.) при загрузке катионитом СК-1 и скорости фильтрования, м/ч:			
10	5	7	10
20	6	8	12
30	7	10	14
То же, катионитом КУ-2-8 при скорости фильтрования, м/ч:			
10	10	—	20
20	12	—	24
30	14	—	28
Расход воды на отмывку катионита, м³/м³:			
сульфоуголь при «голодном» режиме регенерации	5	—	—
то же, при одноступенчатом водород-	5	—	—
катионировании	—	—	—
то же, при двухступенчатом водород-	10	—	—
катионировании	—	—	—
катионит КУ-2 при одноступенчатом водород-	6,5	—	—
катионировании	—	—	—
то же, при двухступенчатом водород-	12,0	—	—
катионировании	—	—	—

Примечание. При использовании гранулированного катионита КУ-2-8 высоту загрузки принимают такой, чтобы высота воздушной подушки была не менее 100 % высоты фильтрующего слоя.

ТАБЛИЦА 6.29

ТЕХНОЛОГИЯ ВОДОРОД-КАТИОНИРОВАНИЯ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ КАЧЕСТВА
ИСХОДНОЙ ВОДЫ

Рекомендуемый катионит	Качественные показатели исходной воды, мг-экв/л	Рекомендуемая технология водород-катионирования		
		обычная	противоточная	ступенчато-противоточная
Сульфуголь	Количество Na^+	$<0,5$	≤ 1	≤ 1
СК-1	$\Sigma \text{SO}_4^{2-} + \text{Cl}^- + \text{NO}_2^- + \text{NO}_3^-$	<3	<3	<3
Катионит	Количество Na^+	Независимо от содержания Na^+		
КУ-2-8	$\Sigma \text{SO}_4^{2-} + \text{Cl}^- + \text{NO}_2^- + \text{NO}_3^-$	3—5	5—12	5—12*

* При содержании в исходной воде Na^+ выше 1 мг-экв/л и суммы анионов сильных кислот $\Sigma A_{\text{с.к.}}$ до 3 мг-экв/л, а также при $\Sigma A_{\text{с.к.}} = 3+5$ независимо от содержания Na^+ рекомендуется применять двухступенчатое водород-катионирование с использованием в первой ступени сульфогля, а во второй ступени — катионита КУ-2-8.

где Na^+ , Ca^{2+} , Mg^{2+} — содержание в исходной воде соответственно натрия, кальция и магния, мг-экв/л; HCO_3^- , Cl^- , SO_4^{2-} — содержание в исходной воде соответственно бикарбоната, хлора и сульфат-иона, мг-экв/л.

В табл. 6.30 приведены рекомендации к осуществлению этой схемы. При возможности осуществления «голодного» режима регенерации водород-катионитных фильтров предварительно подбирают диаметр и количество стандартных фильтров по скорости фильтрования w , м/ч, которую определяют из следующих уравнений:

$$w_n = \frac{Q_n}{f_n a} \quad (\text{нормальная скорость}); \quad (6.80)$$

$$w_m = \frac{Q_n}{f_n (a-1)} \quad (\text{максимальная скорость}); \quad (6.81)$$

w_n и w_m — принимают по табл. 6.27; a — количество работающих фильтров; принимают не менее двух, кроме того, один резервный, который в расчете не учитывают; $(a-1)$ — число фильтров при регенерации одного из них.

Количество солей жесткости, удаляемых из фильтрата, определяют по формуле

$$A_p = 24 Q_n (J_K - J_K^{\text{ост}}), \quad (6.82)$$

где $J_K^{\text{ост}}$ — остаточная карбонатная жесткость; принимают по табл. 6.30.

Число регенераций каждого фильтра в сутки (см. табл. 6.27) определяют по формуле

$$n = A_p / (f_n H_{\text{сл}} E_p^r a), \quad (6.83)$$

где $H_{\text{сл}}$ — высота слоя катионита, м; E_p^r — рабочая обменная способность сульфогля при водород-катионировании с «голодной» регенерацией, г-экв/м³; принимают по табл. 6.30.

Расход 100 %-ной серной кислоты $Q_{\text{к.г.}}^p$, кг, на одну регенерацию водород-катионитного фильтра при «голодной» регенерации определяют по уравнению

$$Q_{\text{к.г.}}^p = q_k^r f_n H_{\text{сл}} E_p^r / 1000, \quad (6.84)$$

где q_k^r — удельный расход серной кислоты при данном режиме регенерации, г/г-экв; принимают по табл. 6.30.

Расход технической серной кислоты $Q_{\text{т.к.}}^r$, кг/сут, на регенерацию фильтров в сутки определяют по формуле

$$Q_{\text{т.к.}}^r = Q_{\text{к.г.}}^p n a \cdot 100 / C, \quad (6.85)$$

где C — концентрация H_2SO_4 , используемой для энергетических целей (не менее 92%), %.

Расход воды на одну регенерацию водород-катионитного фильтра складывается из следующих величин:

а) расхода воды на взрыхляющую промывку фильтра $Q_{\text{взр.}}$, м³, определяемую как

ТАБЛИЦА 6.30

УСЛОВИЯ ПРИМЕНЕНИЯ ВОДОРОД-КАТИОНИРОВАНИЯ С «ГОЛОДНОЙ» РЕГЕНЕРАЦИЕЙ ФИЛЬТРОВ

Характеристика исходной воды	Рабочая обменная способность сульфогля, г-экв/м ³	Доза кислоты на регенерацию, г/г-экв	Щелочность обработанной воды, мг-экв/л	Рекомендации к применению водород-катионирования с «голодной» регенерацией фильтров (H_p)
Слабоминерализованная вода с характеристиками $0 \leq K \leq 0,2$	300	35—40	0,5	Можно применять независимо от аннионного состава; в течение фильтроцикла щелочность фильтрата изменяется незначительно
Слабоминерализованная вода с характеристиками $0 \leq K \leq 1, 10 > A \geq 1$	До 300	35—45	0,5—0,7	Для исходной воды данного состава проведение H_p особенно подходит, щелочность в течение фильтроцикла остается такой же, как и в предыдущем случае, остаточная жесткость непрерывно снижается
Вода средней минерализации с характеристиками $0 \leq K \leq 1, 1 > A \geq 0,3$	До 200	45—50	0,7	Осуществление H_p возможно при увеличенной дозе кислоты
Вода высокой минерализации $K > 1, A \leq 10$	< 200	50—60	0,7—1,5	Применение H_p возможно при дозе кислоты, несколько большей теоретического расхода; средняя щелочность за фильтроцикл не менее 0,7—0,8 мг-экв/л; жесткость со- всем не появляется или появляется в меньшей дозе

Примечания: 1. Для исходных вод с $A < 0,3$ применение H_p нецелесообразно.

2. Для исходных вод с $A > 10$ применять H_p можно, если потребитель допускает остаточную щелочность выше 1 мг-экв/л; доза кислоты на регенерацию при этом составит 50—60 г/г-экв.

и для натрий-катионитных фильтров по уравнению (6.55);

б) расхода воды на приготовление регенерационного раствора кислоты на одну регенерацию $Q_{p.r.}$, м³:

$$Q_{p.r.} = Q_{p.r.}^p 100 / (1000 b \rho_{p.p.}), \quad (6.86)$$

где b — концентрация регенерационного раствора, %; принимают по табл. 6.27; $\rho_{p.p.}$ — плотность регенерационного раствора серной кислоты в зависимости от концентрации H_2SO_4 , т/м³; принимают по табл. 6.31;

ТАБЛИЦА 6.31

ПЛОТНОСТЬ РАСТВОРОВ
СЕРНОЙ КИСЛОТЫ И ОЛЕУМА

Содержание H ₂ SO ₄ , % (по массе)			Плотность, г/см ³ , при тем- пературе, °С		Содержание H ₂ SO ₄ , % (по массе)			Плотность, г/см ³ , при тем- пературе, °С	
			при 15	при 20				при 15	при 20
Серная кислота									
					74	1,663	1,657		
					76	1,686	1,681		
					78	1,709	1,704		
1	1,006	1,005			80	1,732	1,727		
2	1,013	1,012			90	1,820	1,814		
3	1,020	1,018			92	1,829	1,824		
4	1,026	1,025			95	1,839	1,834		
5	1,033	1,032			100	1,836	1,831		
6	1,040	1,038							
7	1,047	1,045							
8	1,054	1,052							
9	1,061	1,057							
10	1,068	1,066							
15	1,105	1,102							
20	1,142	1,139							
25	1,182	1,178							
30	1,222	1,219							
40	1,307	1,303							
50	1,399	1,395							
60	1,502	1,498							
62	1,524	1,520							
64	1,546	1,542							
66	1,569	1,565							
68	1,591	1,587							
70	1,615	1,611							
72	1,639	1,634							
Олеум									
Содержа- ние сво- бодного SO ₃ , % (по массе)									
					1	1,839	1,834		
					5	1,851	1,846		
					10	1,868	1,862		
					15	1,885	1,879		
					20	1,902	1,896		
					30	1,937	1,930		

в) расхода воды на отмывку катионита от продуктов регенерации $Q_{от}$, м³:

$$Q_{от} = q_{от} f_n H_{сл}, \quad (6.87)$$

где $q_{от}$ — удельный расход воды на отмывку катионита, м³/м³; принимают по табл. 6.28.

Расход воды на одну регенерацию водород-катионитного фильтра без использования отмывочной воды на взрыхление $Q_{с.н.}^H$, м³, составляет:

$$Q_{с.н.}^H = Q_{взр} + Q_{p.r.} + Q_{от}; \quad (6.88)$$

с учетом использования отмывочной воды на взрыхляющую промывку фильтров

$$Q_{с.н.}^H = Q_{p.r.} + Q_{от}. \quad (6.89)$$

Среднечасовой расход воды на собственные нужды водород-катионитных фильтров $Q_{с.н.}^H$, м³/ч, определяют по формуле

$$Q_{с.н.}^H = Q_{с.н.}^H n a / 24. \quad (6.90)$$

Межрегенерационный период работы каждого водород-катионитного фильтра T_n , ч, определяют из уравнения

$$T_n = \frac{24}{n} - t_{рег}^H, \quad (6.91)$$

где n — количество регенераций каждого фильтра в сутки; $t_{рег}^H$ — время регенерации водород-катионитного фильтра, ч.

Время регенерации водород-катионитного фильтра

$$t_{рег}^H = (t_{взр}^H + t_{p.p.}^H + t_{от}^H) / 60, \quad (6.92)$$

где $t_{взр}^H$ — время взрыхляющей промывки водород-катионитного фильтра, мин; принимают по табл. 6.27; $t_{p.p.}^H$ — время пропускания регенерационного раствора через водород-катионитный фильтр, мин;

$$t_{p.p.}^H = 6 Q_{p.r.} / j_n; \quad (6.93)$$

$t_{от}^H$ — время отмывки фильтра от продуктов регенерации, мин;

$$t_{от}^H = 6 Q_{от} / j_n. \quad (6.94)$$

Количество одновременно регенерируемых водород-катионитных фильтров может быть определено, как и для натрий-катионитных фильтров, по уравнению (6.65).

Водород-катионитные фильтры в схеме параллельного водород-натрий-катионирования. При параллельном водород-натрий-катионировании долю воды, обрабатываемой на водород-катионитных фильтрах, y определяют из следующих уравнений:

$$y = \frac{Ш_{и.в} - Ш_{ост}}{Ж_{и.в} - Ж_{н.к}} \quad \text{при } Ш_{и.в} > Ж_{н.к}; \quad (6.95)$$

$$y = \frac{Ш_{и.в} - Ш_{ост}}{Ж_0} \quad \text{при } Ш_{и.в} = Ж_{н.к}; \quad (6.96)$$

а доля воды, обрабатываемой на натрий-катионитных фильтрах, из уравнений

$$k = 1 - y. \quad (6.97)$$

Производительность водород-катионитных фильтров Q_n , м³/ч, определяют по формуле

$$Q_n = Q_y, \quad (6.98)$$

где Q — полная производительность водоподготовительной установки, м³/ч.

Предварительный выбор диаметра и числа стандартных водород-катионитных фильтров по скорости фильтрования производят из уравнений (6.80) и (6.81).

Количество солей жесткости, удаляемое в сутки на водород-катионитных фильтрах, A_n , г-экв/сут, определяют из уравнения

$$A_n = 24 Q_n (Ж_0 - Ж_{ост}), \quad (6.99)$$

где $Ж_{ост}$ — остаточная жесткость после во-

дород-катионитных фильтров рассчитываемой схемы; принимают обычно 0,1 г-экв/м³.

Число регенераций каждого водород-катионитного фильтра определяют из уравнения

$$n = A_H / (f_H H_{\text{сл}} E_P^H a). \quad (6.100)$$

Рабочую обменную способность катионита при умягчении воды (до «проскока» катионов Ca²⁺ и Mg²⁺) путем водород-катионирования определяют из уравнения

$$E_P^H = \alpha_H \beta_{\text{Na}} E_{\text{пол}} - 0,5q_{\text{K}}, \quad (6.101)$$

где α_H — коэффициент эффективности регенерации водород-катионита; принимают в зависимости от удельного расход серной кислоты, q_K , на регенерацию (см. ниже):

q_K , г-экв	50	60	70	80	90	100	110
α_H	0,68	0,71	0,75	0,78	0,82	0,85	0,86
q_K , г-экв	120	130	140	150	200	250	
α_H	0,87	0,89	0,90	0,91	0,92	0,93	

$\alpha_H \beta$ — коэффициент, учитывающий снижение обменной способности по Ca²⁺ и Mg²⁺ за счет частичного задержания катионов Na⁺ (принимают так же, как и в процессе натрий-катионирования); q — удельный расход воды на отмывку катионита; принимают по табл. 6.28; C_K — общее содержание в воде катионов кальция, магния, натрия и калия, г-экв/м³.

Расход 100 %-ной серной кислоты на одну регенерацию водород-катионитного фильтра Q_K^P , кг, в описываемой схеме определяют из уравнения

$$Q_K^P = q_K f_H H_{\text{сл}} E_P^H / 1000, \quad (6.102)$$

где q_K — удельный расход кислоты на регенерацию, г на 1 г-экв рабочей обменной емкости поглощения катионита; принимают по графику (рис. 6.59).

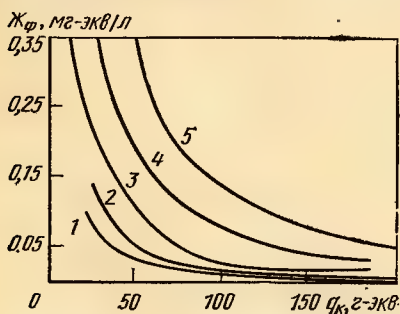


Рис. 6.59. Зависимость удельного расхода серной кислоты q_K от требуемой жесткости фильтрата $Ж_{\text{ф}}$. Общее солесодержание исходной воды, мг-экв/л:

1 — 5; 2 — 7; 3 — 10; 4 — 15; 5 — 20

Расход 100 %-ной серной кислоты на регенерацию водород-катионитных фильтров $Q_K^{\text{сут}}$, кг/сут:

$$Q_K^{\text{сут}} = Q_K^P n a; \quad (6.103)$$

расход технической H₂SO₄ $Q_{\text{к.т.}}^{\text{сут}}$, кг/сут:

$$Q_{\text{к.т.}}^{\text{сут}} = Q_K^{\text{сут}} 100/C. \quad (6.104)$$

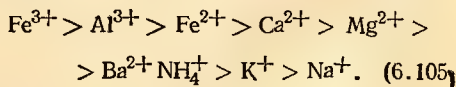
Расход воды на регенерацию и время регенерации водород-катионитных фильтров в схеме параллельного водород-натрий-катионирования определяют так же, как и при «голодном» режиме регенерации. Число одновременно регенерируемых водород-катионитных фильтров определяют по уравнению (6.65).

Водород-катионитные фильтры в схемах частичного химического обессоливания. В схемах частичного химического обессоливания водород-катионитные фильтры в зависимости от требований к качеству обессоленной воды могут работать следующим образом:

- до «проскока» катионов жесткости Ca²⁺ и Mg²⁺;
- до «проскока» катиона Na⁺;
- с частичным удалением Na⁺ (отключение фильтра на регенерацию по заданной кислотности фильтрата; при этом увеличивается рабочая обменная емкость поглощения водород-катионита).

Расчет количества удаляемых на водород-катионитных фильтрах катионов производят с учетом состава воды, поступающей на водород-катионитные фильтры. На рис. 6.60 приведена диаграмма гипотетического состава воды.

Обмен катионов на водород-катионитных фильтрах происходит соответственно ряду



Анионы при обессоливании удаляют в следующем порядке: HCO₃⁻ разрушается в основном при водород-катионировании с удалением CO₂ в декарбонизаторах, обмен анионов кислот на OH⁻ анионита происходит путем известкования.

Состав воды после частичного обессоливания по заданному солесодержанию определяют при наличии сульфатов в обессоленной воде, т. е. при $[\text{SO}_4^{2-}]_{\text{ост}} > 0$, по уравнению

$$[\text{SO}_4^{2-}]_{\text{ост}} = \frac{S_{\text{ч.о.в}} - 61,03 [\text{SiO}_3^{2-}]_{\text{н.в}} - 53,01 [\text{CO}_3^{2-}]_D - 58,48 [\text{Cl}^-]_{\text{н.в}}}{71,03}; \quad (6.106)$$

0,5	2,0	1,25	1,0
Fe ²⁺	Ca ²⁺	Mg ²⁺	Na ⁺ +K ⁺
	HCO ₃ ⁻	SO ₄ ²⁻	Cl ⁻
Fe(HCO ₃) ₂	Ca(HCO ₃) ₂	Mg(HCO ₃) ₂	NaCl KCl
3,0	1,0	0,75	
	Na ₂ SO ₄	K ₂ SO ₄	

Рис. 6.60. Диаграмма гипотетического состава солей в исходной воде по данным анализа ($\Sigma K_{\text{ат}} = \Sigma A_{\text{н}} = 4,75$ мг экв/л)

при отсутствии сульфатов в обессоленной воде, т.е. при $[\text{SO}_4^{2-}]_{\text{ост}} = 0$, по уравнению

$$[\text{Cl}^-]_{\text{ост}} = \frac{S_{\text{ч.о.в}} - 61,03 [\text{SiO}_3^{2-}]_{\text{н.в}} - 53,01 [\text{CO}_3^{2-}]_D}{58,44}, \quad (6.107)$$

где $S_{\text{ч.о.в}}$ — заданное солесодержание частично обессоленной воды, мг/л; $[\text{CO}_3^{2-}]_D$ — концентрация углекислоты после декарбонизации, мг-экв/л, в пересчете на CO_3^{2-} ; $[\text{SO}_4^{2-}]_{\text{ост}}$ — остаточное содержание сульфатов в частично обессоленной воде, мг-экв/л; $[\text{SiO}_3^{2-}]_{\text{н.в}}$ и $[\text{Cl}^-]_{\text{н.в}}$ — концентрация соответственно анионов кремниевой кислоты и хлоридов в исходной воде, мг-экв/л.

Остаточное содержание катионов натрия в частично обессоленной воде $[\text{Na}^+]_{\text{ост}}$, мг-экв/л, определяют из условия, что сумма катионов равняется сумме анионов: при $[\text{SO}_4^{2-}]_{\text{ост}} > 0$

$$[\text{Na}^+]_{\text{ост}} = [\text{SiO}_3^{2-}] + [\text{CO}_3^{2-}] + [\text{Cl}^-] + [\text{SO}_4^{2-}]; \quad (6.108)$$

при $[\text{SO}_4^{2-}]_{\text{ост}} = 0$

$$[\text{Na}^+]_{\text{ост}} = [\text{SiO}_3^{2-}] + [\text{CO}_3^{2-}] + [\text{Cl}^-], \quad (6.109)$$

где $[\text{Na}^+]_{\text{ост}}$ — остаточное содержание катионов натрия в частично обессоленной воде, мг-экв/л.

Количество катионов, удаляемое в сутки на водород-катионитных фильтрах, $A_{\text{к}}$

(Ca^{2+} , Mg^{2+} , Na^+), г-экв/сут, определяют из уравнения

$$A_{\text{к}} = 24 (\Sigma K_{\text{ат}} - \text{Na}_{\text{ост}}) Q_{\text{н}}, \quad (6.110)$$

где $\Sigma K_{\text{ат}}$ — содержание катионов, поступающих на водород-катионитные фильтры, г-экв/м³; $\text{Na}_{\text{ост}}$ — остаточное содержание натрия в частично обессоленной воде, г-экв/м³; находят из уравнения (6.108) или (6.109).

Число регенераций водород-катионитных фильтров n (должно соответствовать рекомендациям табл. 6.27) определяют из уравнения

$$n = A_{\text{к}} / (f_{\text{н}} H_{\text{сл}} E_{\text{р}}^{\text{н}} a). \quad (6.111)$$

Рабочую обменную способность катионита $E_{\text{р}}^{\text{н}}$, г-экв/м³, при водород-катионировании определяют из уравнения

$$E_{\text{р}}^{\text{н}} = \alpha_{\text{а}} E_{\text{пол}}^{\text{н}} - 0,5q (Ж_{\text{о}} + C_{\text{Na}}), \quad (6.112)$$

где $\alpha_{\text{а}}$ — коэффициент эффективности регенерации; составляет 0,9—0,93 при удельном расходе серной кислоты на регенерацию, определенном по графику (рис. 6.61); $E_{\text{пол}}^{\text{н}}$ — полная динамическая способность катионита, г-экв/м³; принимают по паспорт-

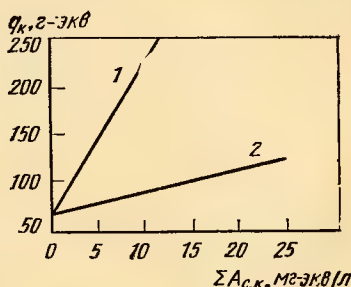


Рис. 6.61. Зависимость удельного расхода серной кислоты $q_{\text{к}}$ на регенерацию водород-катионитных фильтров 1-й ступени от суммарного содержания анионов сильных кислот $\Sigma A_{\text{ск}} (\text{SO}_4^{2-} \text{ и } \text{Cl}^-)$:

1 — при обычной регенерации; 2 — при противоточной регенерации

ным данным завода; q — удельный расход отмывочной воды, м³/м³; принимают по табл. 6.28; $Ж_{\text{о}}$ — общая жесткость воды, поступающей на водород-катионитные фильтры, г-экв/м³; C_{Na} — концентрация натрия в обрабатываемой воде, г-экв/м³.

Расход 100%-ной серной кислоты на одну регенерацию водород-катионитного фильтра первой ступени при частичном обессоливании $Q_{\text{к}}$, кг, определяют из уравнения (6.102); расход технической серной

кислоты в сутки — из уравнения (6.85).
Расход воды на регенерацию водород-катионитного фильтра при использовании сульфогеля и обычного фильтра можно соответственно определить из уравнений (6.55), (6.86)—(6.89). При противоточном катионировании и использовании катионита КУ-2 регенерацию фильтра производят регенерационным раствором нарастающей концентрации, исходя из следующей зависимости:

Содержание H_2SO_4 в регенерационном растворе, % . . . 1 3 6
Доля общего расхода H_2SO_4 на регенерацию 0,4 0,3 0,3

Количество воды, необходимое для приготовления регенерационного раствора пересчитанных концентраций, на одну регенерацию $Q_{р.в.к}$, m^3 , определяют как сумму растворов всех концентраций:

$$Q_{р.в.к} = \frac{Q_{к.100}}{1000} \left(\frac{0,4}{\rho_1} + \frac{0,3}{\rho_3} + \frac{0,3}{\rho_6} \right), \quad (6.113)$$

где ρ_1 , ρ_3 , ρ_6 — плотности 1 %-ного, 3 %-ного и 6 %-ного растворов H_2SO_4 , t/m^3 .

Анионитные фильтры в схемах частичного химического обессоливания

На анионитных фильтрах (отрегенерированных щелочью) анионы кислот, образовавшиеся при водород-катионировании, задерживаются анионитом, в результате чего получается обессоленная вода.

Анионитные фильтры в схемах частичного обессоливания загружают слабоосновным анионитом марки АН-31 и т. п.

Расчет анионитных фильтров производят на основании следующих данных: производительности фильтров, $m^3/ч$; условий регенерации фильтров, обусловливаемых принятым вариантом обессоливания; качественного состава воды, поступающей из анионитных фильтров; этот состав определяется предыдущей стадией обработки воды (водород-катионирования) в соответствии с требуемым остаточным содержанием частично обессоленной воды.

Ниже приведены технологические данные для расчета анионитных фильтров первой ступени в схемах частичного обессоливания (анионит марки АН-31):

Насыпная плотность товарного продукта, t/m^3 . . . 0,72—0,75
То же, в набухшем состоянии, t/m^3 0,31
Крупность зерен анионита в набухшем состоянии, мм . . . 0,4—2
Расход анионита при эксплуатации, %:
в первый год 10
в последующие годы 5
Полная динамическая емкость поглощения анионита, г-экв/ m^3 800
Высота слоя анионита в фильтре, м По расчету

Количество фильтров, шт.:
постоянно работающих . Не менее 3
резервных (пустых) . . . 1
Скорость фильтрования, $m/ч$:
допустимая (максимальная) 5—30
рекомендуемая с учетом полноты использования E_p^a (нормальная) До 20
допустимая для данных условий По формуле (6.132)

Взрыхление анионита:
интенсивность, $л/(с \cdot m^2)$. . . 3
продолжительность, мин . . . 30

Регенерация анионита:
удельный расход $NaOH$, г/г-экв 60
концентрация раствора, % . . . 4
скорость пропуска, $m/ч$. . . 4
число регенераций фильтра в сутки Не более 1

Отмывка анионита:
удельный расход воды, m^3/m^3 20
скорость пропуска отмывочной воды, $m/ч$. . . 8—10

Продолжительность регенерации По расчету

После выбора варианта схемы обессоливания производят предварительный выбор числа и диаметра анионитных фильтров по скорости фильтрования:

$$w_n = Q_a / (f_a a); \quad (6.114)$$

$$w_m = Q_a / [f_a (a - 1)]. \quad (6.115)$$

Количество анионов сильных кислот, удаляемых на анионитных фильтрах, $A_{с.к.}$, г-экв/сут, определяют по уравнению

$$A_{с.к.} = 24 Q_a (C_{с.к.} - C_{с.к.}^{ост}), \quad (6.116)$$

где $C_{с.к.}$ — концентрация анионов сильных кислот в воде, поступающей на анионитные фильтры, г-экв/ m^3 ; $C_{с.к.}^{ост}$ — остаточное содержание анионов сильных кислот (сумма хлоридов и сульфатов в обессоленной воде), определяемое по заданному солесодержанию частично обессоленной воды из уравнения (6.106) или (6.107), г-экв/ m^3 .

Число регенераций анионитных фильтров в сутки n определяют по формуле

$$n = A_{с.к.} / (f_a H_{с.л.} E_p^a), \quad (6.117)$$

где $H_{с.л.}$ — высота слоя анионита в фильтре, м; E_p^a — рабочая обменная способность анионита, г-экв/ m^3

E_p^a определяют из уравнения

$$E_p^a = \alpha_a^a E_a - 0,8 q C_{с.к.}, \quad (6.118)$$

где α_a^a — коэффициент эффективности регенерации анионита, зависящий от удельного расхода щелочи; при расходе 60 г/г-экв поглощенных сульфатов и хлоридов $\alpha_a^a = 0,8 - 0,9$; E_a — полная динамическая обменная способность анионита г-экв/ m^3 ; при-

нимают исходя из приведенных выше данных для расчета фильтра; q — удельный расход воды на отмывку анионита, $\text{м}^3/\text{м}^3$; принимают исходя из приведенных выше данных для расчета фильтра.

Расход 100%-ного NaOH на одну регенерацию анионитного фильтра Q_{NaOH} , кг, определяют из уравнения

$$Q_{\text{NaOH}} = q_{\text{NaOH}} f_a H_{\text{сл}} E_p^a / 1000, \quad (6.119)$$

где q_{NaOH} — удельный расход NaOH, г/г-экв; принимают исходя из выше приведенных данных для расчета фильтра.

Расход технического 42%-ного NaOH $Q_{\text{NaOH}}^{\text{сут}}$, $\text{м}^3/\text{сут}$, определяют по формуле

$$Q_{\text{NaOH}}^{\text{сут}} = Q_{\text{NaOH}} n_a \cdot 100 / (1000 \cdot 42 \rho_{42}), \quad (6.120)$$

где 42 — содержание NaOH в техническом продукте, %; ρ_{42} — плотность технического 42%-ного NaOH, используемого в энергетике, $\text{т}/\text{м}^3$.

Расход воды на регенерацию анионитного фильтра складывается из следующих величин:

а) расхода воды на взрыхляющую промывку фильтра $Q_{\text{взр}}$, м^3 :

$$Q_{\text{взр}} = i f_a 60 t_{\text{взр}} / 1000, \quad (6.121)$$

где i и $t_{\text{взр}}$ — соответственно интенсивность и продолжительность взрыхления анионита; принимают исходя из выше приведенных данных для расчета фильтра;

б) расхода воды на приготовление регенерационного раствора щелочи $Q_{\text{р.р}}$, м^3 :

$$Q_{\text{р.р}} = Q_{\text{NaOH}} \cdot 100 / (1000 b \rho_{\text{р.р}}), \quad (6.122)$$

где b — концентрация NaOH в регенерационном растворе, %; принимают исходя из вышеприведенных данных для расчета фильтра; $\rho_{\text{р.р}}$ — плотность регенерационного раствора NaOH, $\text{т}/\text{м}^3$; принимают в зависимости от его содержания в растворе (см. ниже):

NaOH, % (по массе)	$\rho_{\text{р.р.}}$, г/см ³	NaOH, % (по массе)	$\rho_{\text{р.р.}}$, г/см ³	NaOH, % (по массе)	$\rho_{\text{р.р.}}$, г/см ³	NaOH, % (по массе)	$\rho_{\text{р.р.}}$, г/см ³
1	1,010	14	1,153	28	1,306	40	1,430
2	1,021	16	1,175	30	1,328	42	1,449
4	1,043	18	1,197	32	1,349	44	1,469
6	1,065	20	1,219	34	1,370	46	1,487
8	1,087	22	1,241	36	1,390	48	1,507
10	1,109	24	1,263	38	1,410	50	1,525
12	1,131	26	1,285				

* При 20 °С.

Расход на одну регенерацию анионитного фильтра $Q_{\text{с.н.}}$, $\text{м}^3/\text{ч}$, без использования отмывочной воды на взрыхление составляет

$$Q_{\text{с.н.}} = Q_{\text{взр}} + Q_{\text{р.р}} + Q_{\text{от}}; \quad (6.124)$$

с учетом использования отмывочных вод на взрыхляющую промывку фильтров

$$Q_{\text{с.н.и}} = Q_{\text{р.р}} + Q_{\text{от}}. \quad (6.125)$$

Среднечасовой расход воды на собственные нужды анионитных фильтров $Q_{\text{сн}}^{\text{ч}}$, $\text{м}^3/\text{ч}$, определяют по формуле

$$Q_{\text{сн}}^{\text{ч}} = Q_{\text{сн}} n_a / 24. \quad (6.126)$$

Межрегенерационный период работы каждого фильтра T_a , ч, определяют из уравнения

$$T_a = \frac{24}{n} - t_{\text{рег}}^a, \quad (6.127)$$

где $t_{\text{рег}}^a$ — время регенерации анионитного фильтра, ч;

$$t_{\text{рег}}^a = t_{\text{взр}}^a + t_{\text{р.р}}^a + t_{\text{от}}^a, \quad (6.128)$$

где $t_{\text{взр}}^a$ — время взрыхляющей промывки анионитного фильтра, мин; принимают исходя из выше приведенных данных для расчета фильтра; $t_{\text{р.р}}^a$ — время пропуска регенерационного раствора через анионитный фильтр, мин; определяют по формуле

$$t_{\text{р.р}}^a = Q_{\text{р.р}} 60 / (w_{\text{р.р}} f_a), \quad (6.129)$$

где $w_{\text{р.р}}$ — скорость пропуска регенерационного раствора; принимают исходя из вышеприведенных данных для расчета фильтра; $t_{\text{от}}^a$ — время отмывки анионита от продуктов регенерации, мин;

в) расхода воды на отмывку анионита от продуктов регенерации $Q_{\text{от}}$, м^3 :

$$Q_{\text{от}} = q_{\text{от}} f_a H_{\text{сл}}, \quad (6.123)$$

где $q_{\text{от}}$ — удельный расход воды на отмывку анионита, $\text{м}^3/\text{м}^3$; принимают исходя из выше приведенных данных для расчета фильтра.

$$t_{\text{от}}^a = Q_{\text{от}} 60 / (w_{\text{от}} f_a); \quad (6.130)$$

$w_{\text{от}}$ — скорость отмывки анионита от продуктов регенерации; принимают исходя из вышеприведенных данных для расчета фильтра.

Количество одновременно регенерируемых анионитных фильтров определяют по

формуле

$$n_{o.p} = nat_{рег}^a / 24. \quad (6.131)$$

Для лучшего использования обменной емкости поглощения анионита проверяют

Сухой остаток, мг/л	100	200	300	400	500	750	1000
α	1,05	1,0	0,96	0,94	0,92	0,87	0,83

допустимую для данных условий расчетную скорость фильтрования $w_{рас}$, м/ч, которая должна быть меньше или равняться величине, рассчитанной по уравнению (6.114);

где $CO_2^{аб}$ — концентрация свободной углекислоты, мг/л; определяют по номограмме (рис. 6.54); α — поправочный коэффициент на сухой остаток исходной воды (см. ниже);

$$w_{рас} = \frac{E_{раб}^a H_{сл}}{T_a C_{с.к} + 0,03 E_p^a d^2 (\ln C_{с.к} - \ln C_{с.к}^{ост})}, \quad (6.132)$$

где d — средний диаметр зерен анионита, мм.

В тех случаях, когда скорость фильтрования, рассчитанная по уравнению (6.114), окажется больше $w_{рас}$, следует увеличить либо диаметр анионитных фильтров, либо число работающих фильтров.

Декарбонизаторы

Декарбонизаторы — аппараты скрубберного типа, служащие для удаления свободной углекислоты, выделяющейся в процессах водород-катионирования или подкисления воды. В водоподготовительных установках используют декарбонизаторы двух типов: с насадкой из колец Рашига и с деревянной хордовой насадкой.

Исходными данными для расчета декарбонизатора являются: количество и температура декарбонизируемой воды, а также содержание углекислоты до и после декарбонизатора.

Приведенный ниже расчет декарбонизатора с насадкой из колец Рашига выполнен по методу, предложенному А. А. Кастальским. Концентрацию растворенной в воде углекислоты, поступающей в декарбонизатор, CO_2 , кг/м³, при отсутствии аналитических данных определяют по формуле

$$CO_2 = 44J_k + CO_2^{н.в} / 1000, \quad (6.133)$$

где J_k — карбонатная жесткость исходной воды, разрушаемая в процессе водоподготовки, мг-экв/л; $CO_2^{н.в}$ — концентрация растворенной свободной углекислоты (равновесной) в исходной воде, мг/л.

Концентрацию свободной углекислоты определяют по щелочности (карбонатной жесткости) и рН исходной воды по номограмме, приведенной на рис. 6.54. Номограмма составлена для воды с сухим остатком 200 мг/л и температурой 10 и 20° С. При других значениях сухого остатка исходной воды концентрацию свободной углекислоты $CO_2^{н.в}$, мг/л, определяют по формуле

$$CO_2^{н.в} = CO_2^{аб} \alpha, \quad (6.134)$$

Необходимую поверхность насадки (поверхность десорбции) F , м², обеспечивающую заданный эффект удаления углекислоты, определяют по формуле

$$F = G / (K_{ж} \Delta C_{ср}), \quad (6.135)$$

где G — количество углекислоты, подлежащее удалению в декарбонизаторе, кг/ч;

$$G = Q (CO_2 - CO_2^{о.в}), \quad (6.136)$$

где Q — количество воды, поступающей на декарбонизатор, м³/ч; CO_2 — концентрация углекислоты в воде, поступающей на декарбонизатор, кг/м³; определяют по формуле (6.133); $CO_2^{о.в}$ — концентрация углекислоты в декарбонизированной воде; принимают 0,005 кг/м³ (5 мг/л); $K_{ж}$ — коэффициент десорбции углекислоты, м/ч; для декарбонизаторов с кольцами Рашига 25×25×3 мм плотностью орошения насадки 60 м³/(м²·ч) $K_{ж}$ определяют в зависимости от температуры декарбонизируемой воды по графику (рис. 6.62); $\Delta C_{ср}$ — средняя

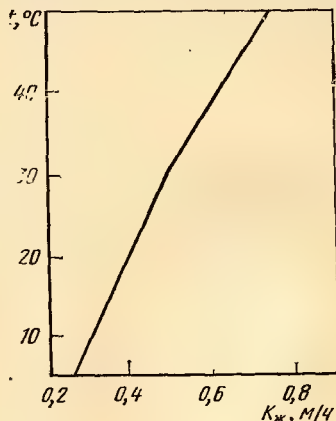


Рис. 6.62. Зависимость коэффициента десорбции $K_{ж}$ от температуры для декарбонизаторов, загруженных кольцами Рашига 25×25×3 мм, при плотности орошения насадки 60 м³/(м²·ч)

движущая сила десорбции, кг/м³; определяют по рис. 6.63 в зависимости от концентрации углекислоты в воде до и после декарбонизации.

Определив поверхность десорбции, т. е. необходимую поверхность насадки из колец Рашига, рассчитывают габаритные размеры декарбонизаторов. Для сокращения высоты проектируемого декарбонизатора целесообразно применять кольца меньшего диаметра, поскольку они имеют большую

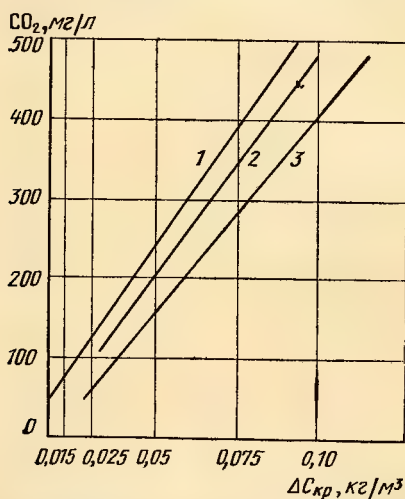


Рис. 6.63. Зависимость средней движущей силы десорбции $\Delta C_{ср}$ от концентрации CO_2 до декарбонизатора. Концентрация CO_2 после декарбонизатора, мг/л:
1 — 3; 2 — 5; 3 — 10

поверхность единицы объема. На основании опытных данных рекомендуется применять насадку из керамических колец Рашига $25 \times 25 \times 3$ мм.

Площадь поперечного сечения декарбонизатора обуславливается оптимальной плотностью орошения насадки из колец Рашига, составляющей $60 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$.

Следует отметить, что снижение плотности орошения не позволяет уменьшить высоту слоя насадки; так, снижение плотности орошения с 60 до $40 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ вызывает необходимость увеличения площади декарбонизатора на 50 %, объема насадки — на 58 % и высоты насадки — примерно на 5 %.

Площадь поперечного сечения декарбонизатора f , м^2 , определяют по формуле

$$f = Q/60, \quad (6.137)$$

где 60 — оптимальная плотность орошения насадки, $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$, на единицу площади поперечного сечения декарбонизатора.

Диаметр декарбонизатора D , м, определяют по формуле

$$D = \sqrt{\frac{4f}{3,14}}; \quad (6.138)$$

высоту слоя насадки h , м, по формуле

$$h = V_{кр}/f, \quad (6.139)$$

где $V_{кр}$ — объем, м^3 , занимаемый кольцами Рашига $25 \times 25 \times 3$ мм при беспорядочной загрузке в декарбонизаторе:

$$V_{кр} = F/204, \quad (6.140)$$

где F — поверхность десорбции, м^2 ; определяют по формуле (6.135); 204 — поверхность 1 м^3 насадки из колец Рашига при беспорядочной загрузке, $\text{м}^2/\text{м}^3$.

Необходимый расход воздуха, подаваемого в декарбонизатор, $Q_{воз}$, $\text{м}^3/\text{ч}$, определяют по формуле

$$Q_{воз} = bQ, \quad (6.141)$$

где b — удельный расход воздуха при насадке из колец Рашига; принимают при умягчении $25 \text{ м}^3/\text{м}^3$, при обессоливании $40 \text{ м}^3/\text{м}^3$.

Суммарное сопротивление проходу воздуха через декарбонизатор Σp , мм вод. ст., определяют по формуле

$$\Sigma p = 25h + 40, \quad (6.142)$$

где 25 — сопротивление проходу воздуха 1 м высоты слоя насадки из колец Рашига $25 \times 25 \times 3$ мм, мм вод. ст.; 40 — сопротивление проходу воздуха конструктивных элементов декарбонизатора, мм вод. ст.

Вентилятор к декарбонизатору должен обеспечивать расход воздуха, определенный по формуле (6.141), а напор — несколько выше сопротивления проходу воздуха в декарбонизаторе, рассчитанного по формуле (6.142).

Обработка конденсатов

В котельных применяют следующие методы очистки конденсата: обезмасливание, очистку от мазута, обезжелезивание и умягчение.

В каждом конкретном случае вопрос очистки конденсата должен решаться в соответствии со степенью его загрязнения и требованиями, установленными для данных паровых котлов.

Обезмасливание конденсатов. Конденсат, загрязненный смазочными маслами и нефтепродуктами, может содержать более 150 мг/л этих примесей. При содержании масел более 10 мг/л обычно образуется неустойчивая эмульсия, поэтому конденсат можно сначала отстаивать. Отстой осуществляют в специальных баках-отстойниках, рассчитанных на 1,5–2 ч пребывания в них конденсата.

Из баков-отстойников конденсат насосом подают на механические фильтры. Механические фильтры загружают нефтяным или каменноугольным коксом, дробленным антрацитом, термоантрацитом (возможно отработанным активированным углем). Размер зерен фильтрующего материала составляет 1–3 мм. Фильтрование замасленного конденсата через механические фильтры производят со скоростью 5–7 м/ч.

Очистка конденсата мазутного хозяйства

Пар в мазутном хозяйстве котельных используют в подогревателях мазута, резервуарах хранения мазута, лотках и нулевых емкостях. Затраты на очистку конденсата от мазута с получением чистого конденсата экономически не оправдывались, поэтому конденсат от мазутного хозяйства обычно сбрасывали в дренаж. На Конаковской ТЭЦ впервые была осуществлена очистка

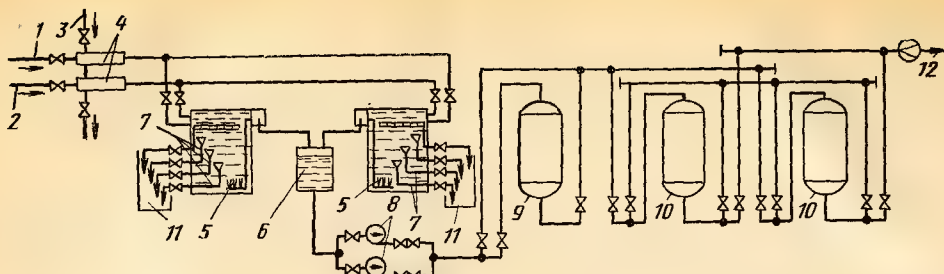


Рис. 6.64. Принципиальная схема очистки конденсата, возвращаемого от мазутного хозяйства котельных:

1 — конденсат от подогревателей мазута ($\rho=10 \text{ кгс/см}^2$); 2 — конденсат от лотков, нулевых емкостей и резервуаров хранения мазута ($\rho=6 \text{ кгс/см}^2$); 3 — исходная охлаждающая вода; 4 — охладитель конденсата; 5 — приемный бак-отстойник конденсата; 6 — расходный бак очищенного конденсата; 7 — проботборное устройство; 8 — насос перекачки конденсата; 9 — механический фильтр; 10 — фильтр активированного угля (ФАУ); 11 — ведро для удаления отстоявшегося мазута; 12 — очищенный конденсат в деаэратор или на умягчение

конденсата, возвращаемого от мазутного хозяйства без сброса стоков. Схема очистки, усовершенствованная для котельных Саитехпроектом, приведена на рис. 6.64.

Очистка конденсата от продуктов коррозии

Для очистки конденсата от окислов железа используют следующую аппаратуру:

а) целлюлозные фильтры намывного типа (так называемые набивные фильтры требуют значительных затрат труда и времени на перегрузку целлюлозы, и поэтому их применяют редко);

б) механические (одно-, двух- и трехкамерные) или водород-катионитные фильтры с использованием в них сульфогугля (при температуре конденсата до 90°C) или катионита КУ-2 (при температуре конденсата до 120°C);

в) электромагнитные аппараты и намывные ионитные фильтры.

Внутрикотловая обработка воды

Внутрикотловую обработку воды осуществляют путем ввода в котел щелочных реагентов, которые в сочетании с подогревом воды в котле вызывают осаждение солей жесткости в виде нерастворимых соединений CaCO_3 и Mg(OH)_2 .

В зависимости от состава исходной воды и требований к качеству котловой воды решают вопрос использования реагентов при внутрикотловой обработке: едкого натра, кальцинированной соды, тринатрийфосфата (последний используют в основном для доумягчения воды). Если у обрабатываемой воды $\text{Щ}_{\text{и.в.}} > \text{Ж}_{\text{к}}$, а $\text{Ж}_{\text{к}} = \text{Ж}_0 = \text{Ж}_{\text{Ca}}$, то для ее умягчения достаточно подогреть в котле (термоумягчение); если у воды $2\text{Щ}_{\text{и.в.}} < \text{Ж}_{\text{Ca}}$, то следует применять только едкий натр; если $2\text{Щ}_{\text{и.в.}} < \text{Ж}_{\text{Ca}}$, то добавляют едкий натр и соду.

Внутрикотловая обработка обязательно должна сопровождаться периодическим или непрерывным удалением из котла шлама (продувкой). Поддержание в котловой воде соледержания, щелочности и допустимого количества шлама должно отвечать

нормам качества котловой воды при внутрикотловой обработке.

Магнитный метод обработки воды для паровых котлов ($t > 100^\circ\text{C}$) основан на известном физическом явлении, заключающемся в том, что вода после воздействия на нее магнитного поля определенной напряженности и полярности при нагреве ее в котле выше 100°C не дает накипных отложений на поверхности нагрева, а соли жесткости выпадают в виде шлама в толще котловой воды. Шлам должен непрерывно удаляться из нижних точек котла (грязевиков, нижних коллекторов) во избежание образования так называемой «вторичной» накипи.

Магнитный метод является разновидностью внутрикотловой обработки; при его использовании также должна осуществляться продувка котлов в соответствии с нормами содержания шлама в котловой воде. Метод может быть рекомендован в основном для воды с карбонатной жесткостью примерно до 10 мг-экв/л . Этот метод широко используют для паровых чугунных секционных котлов. Завод им. Войкова (Москва) выпускает котлы с противонакипным магнитным устройством ПМУ-2 и шламоотделителем Ш-2.

8. Трубопроводы для воды, пара, воздуха и газа

Тепловые потери трубопроводов

Тепловые потери неизолированных трубопроводов определяют в зависимости от разности температур стенки трубопровода и окружающего воздуха. Температуру стенки трубопровода для жидкостей и насыщенного пара принимают равной температуре теплоносителя. Для перегретого пара и газов температуру стенки получают умножением температуры теплоносителя на поправочный коэффициент (табл. 6.32).

Тепловые потери неизолированного трубопровода длиной 1 м могут быть определены также по номограмме, приведенной на рис. 6.65. Величину, определенную по

номограмме, умножают на поправочный коэффициент, зависящий от температуры воздуха и разности температур трубы и воздуха Δt (табл. 6.33). Полученное значение тепловых потерь умножают на поправочный коэффициент, учитывающий из-

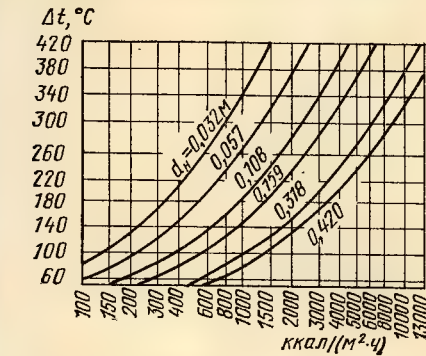


Рис. 6.65. Номограмма для определения тепловых потерь q неизолированного трубопровода длиной 1 м

лучение и зависящий от Δt ; он изменяется в пределах 1,07—1,13 (меньшее значение относится к $\Delta t = 50^\circ\text{C}$, большее — к $\Delta t = 500^\circ\text{C}$).

ТАБЛИЦА 6.32

ПОПРАВОЧНЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ
К РАСЧЕТУ ТЕМПЕРАТУРЫ СТЕНКИ
ТРУБОПРОВОДА

Давление рабочего тела, ат	Темпера- тура пара (газа), °C	Скорость пара (газа), м/с			
		10	20	40	80
2	150	0,81	0,88	0,92	0,95
	200	0,76	0,84	0,90	0,92
	250	0,73	0,81	0,87	0,90
5	200	0,88	0,93	0,96	0,97
	250	0,85	0,90	0,94	0,96
	300	0,81	0,87	0,92	0,94
10	250	0,91	0,95	0,97	0,98
	300	0,88	0,93	0,96	0,97
	350	0,85	0,91	0,96	0,96
20 и более	300	0,93	0,97	0,98	0,99
	350	0,91	0,95	0,97	0,98
	400	0,90	0,94	0,96	0,97
	500	0,88	0,92	0,94	0,95

Потери тепла одной единицей неизолированной запорной арматуры принимают равным потерям тепла неизолированной трубой длиной 1 м, одной парой неизолированных фланцев 0,45—0,5 м при диаметре трубы до 200 мм и 0,55—0,65 м при диаметре трубы свыше 200 мм. Потери тепла че-

ТАБЛИЦА 6.33

ПОПРАВОЧНЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ
К ВЕЛИЧИНЕ ПОТЕРИ ТЕПЛА,
ОПРЕДЕЛЕННОЙ ПО НОМОГРАММЕ
(рис. 6.41)

Темпера- тура воз- духа, °C	Разность температур трубы и возду- ха Δt , °C				
	50	100	200	400	500
10	0,87	0,87	0,88	0,89	0,90
0	0,91	0,91	0,91	0,92	0,93
10	0,95	0,95	0,96	0,97	0,98
30	1,05	1,05	1,05	1,04	1,03
40	1,10	1,10	1,09	1,08	1,07

рез опоры, подвески и т.п. принимают в размере 10% потери тепла неизолированным трубопроводом.

Потери изолированных трубопроводов Q , ккал/ч, определяют по формуле

$$Q = q(t_1 - t_2)abL_0, \quad (6.143)$$

где q — удельные тепловые потери трубопровода длиной 1 м при разности $t_1 - t_2 = 1^\circ\text{C}$, ккал/(м·ч·°C); для обычно применяемой изоляции q определяют по табл. 6.34; t_1 — температура стенки трубопровода; принимают равной температуре среды, °C; t_2 — температура воздуха, °C; a — поправочный коэффициент (температурный множитель), зависящий от толщины изоляции, коэффициента теплопроводности изоляционного материала и разности температур теплоносителя и воздуха; принимают при $\Delta t = 100^\circ\text{C}$ равным 1, при $\Delta t = 200^\circ\text{C}$ 1—1,1, при $\Delta t = 300^\circ\text{C}$ 1—1,18, при $\Delta t = 400—500^\circ\text{C}$ 1—1,25 [большие значения относятся к наибольшим толщинам изоляции — 100—150 мм и к наименьшим коэффициентам теплопроводности — 0,12—0,16 ккал/(м·ч·°C), а меньшие — к наименьшим толщинам изоляции — 20—30 мм и к коэффициентам теплопроводности, равным 0,04—0,06 ккал/(м·ч·°C)]; b — поправочный коэффициент на влияние ветра; определяют по табл. 6.35; L_0 — приведенная длина трубопровода, м.

При расчете коэффициента теплопроводности температуру изоляции принимают равной 0,6 от температуры стенки трубопроводов.

Приведенную длину трубопроводов L_0 , м, определяют по формуле

$$L_0 = 1,2l + m_1\phi_1 + m_2\phi_2 + P_1B_1 + P_2B_2, \quad (6.144)$$

где l — геометрическая длина трубопровода, м; ϕ_1 — число неизолированных пар фланцев; ϕ_2 — число изолированных пар фланцев; m_1 , m_2 — эквивалентная длина соответственно неизолированных и изолированных пар фланцев, м (принимают по табл. 6.36); B_1 , B_2 — число неизолированных и изолированных вентилей и задвижек

ТАБЛИЦА 6.34

УДЕЛЬНЫЕ ТЕПЛОВЫЕ ПОТЕРИ q ИЗОЛИРОВАННОГО ТРУБОПРОВОДА ДЛИНОЙ 1 м
ПРИ РАЗНОСТИ ТЕМПЕРАТУР 1–2 °С

Диаметр трубы, мм		Коэффициент теплопроводности изоля- ции, ккал/(м× ×ч.°С)	q , ккал/(м·ч·°С), при толщине изоляции, мм							
условный (D_y)	d_B/d_H		20	40	60	80	100	125	150	200
32	32/38	0,04	0,281	0,203	0,165	0,146	0,132	—	—	—
		0,08	0,482	0,370	0,314	0,280	0,257	—	—	—
		0,12	0,645	0,515	0,448	0,405	0,473	—	—	—
		0,16	0,775	0,645	0,570	0,520	0,485	—	—	—
38	41,5/47,5	0,04	0,330	0,231	0,186	0,163	0,145	—	—	—
		0,08	0,560	0,422	0,353	0,313	0,283	—	—	—
		0,12	0,750	0,585	0,500	0,450	0,411	—	—	—
		0,16	0,895	0,730	0,640	0,580	0,535	—	—	—
50	51/57	0,04	0,377	0,258	0,207	0,179	0,161	—	—	—
		0,08	0,640	0,472	0,390	0,346	0,310	—	—	—
		0,12	0,850	0,760	0,550	0,495	0,450	—	—	—
		0,16	1,020	0,810	0,700	0,630	0,585	—	—	—
76	76,4/83	0,04	0,500	0,330	0,260	0,227	0,197	—	—	—
		0,08	0,845	0,600	0,485	0,420	0,380	—	—	—
		0,12	1,120	0,830	0,692	0,612	0,550	—	—	—
		0,16	1,330	1,035	0,865	0,775	0,712	—	—	—
100	100/108	0,04	0,620	0,401	0,310	0,261	0,231	0,203	0,82	—
		0,08	1,05	0,725	0,580	0,494	0,442	0,392	0,359	—
		0,12	1,38	0,995	0,815	0,710	0,635	0,570	0,525	—
		0,16	1,65	1,24	1,03	0,905	0,820	0,740	0,685	—
125	125/133	0,04	0,745	0,475	0,360	0,300	0,265	0,230	0,208	—
		0,08	1,25	0,850	0,675	0,570	0,505	0,348	0,404	—
		0,12	1,65	1,17	0,945	0,815	0,725	0,650	0,590	—
		0,16	1,94	1,45	1,19	1,03	0,930	0,840	0,770	—
150	150/159	0,04	0,655	0,545	0,409	0,338	0,293	0,257	0,231	—
		0,08	1,15	0,975	0,760	0,635	0,560	0,497	0,447	—
		0,12	1,55	1,34	1,07	0,910	0,810	0,720	0,650	—
		0,16	1,89	1,66	1,35	1,16	1,04	0,930	0,850	—
200	203/216	0,04	0,85	0,695	0,520	0,425	0,364	0,313	0,281	0,236
		0,08	1,49	1,24	0,965	0,800	0,605	0,610	0,540	0,458
		0,12	2,00	1,75	1,35	1,13	0,990	0,875	0,790	0,675
		0,16	2,43	2,10	1,70	1,44	1,27	1,13	1,03	0,875
250	253/267	0,04	—	0,830	0,620	0,500	0,426	0,365	0,325	0,271
		0,08	—	1,490	1,15	0,940	0,815	0,710	0,630	0,525
		0,12	—	2,03	1,61	1,34	1,16	1,02	0,915	0,775
		0,16	—	2,53	2,02	1,70	1,49	1,32	1,19	1,01
300	303/318	0,04	—	0,965	0,715	0,575	0,485	0,415	0,367	0,303
		0,08	—	0,173	1,32	1,08	0,930	0,800	0,785	0,590
		0,12	—	2,35	1,85	1,54	1,33	1,16	1,03	0,865
		0,16	—	2,93	2,31	1,94	1,71	1,49	1,34	1,13
350	352/368	0,04	—	1,10	0,810	0,650	0,550	0,462	0,408	0,332
		0,08	—	1,97	1,49	1,22	1,04	0,890	0,790	0,650
		0,12	—	2,68	2,09	1,74	1,49	1,29	1,15	0,960
		0,16	—	3,32	2,62	2,19	1,92	1,66	1,49	1,25
400	402/426	0,04	—	1,25	0,905	0,725	0,610	0,510	0,450	0,366
		0,08	—	2,22	1,66	1,36	1,16	0,980	0,870	0,710
		0,12	—	3,02	2,33	1,96	1,66	1,42	1,26	1,05
		0,16	—	3,72	2,91	2,43	2,13	1,83	1,64	1,36

Примечание. d_B и d_H — внутренний и наружный диаметры трубы.

ТАБЛИЦА 6.35

ПОПРАВОЧНЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ b , УЧИТЫВАЮЩИЙ ВЛИЯНИЕ ВЕТРА

D_y , мм	Коэффициент теплопроводности, ккал/(м·ч·°С)	b при толщине изоляции, мм							
		20	40	60	80	100	125	150	200
<100	0,04	1,20	1,09	1,05	1,03	1,02	—	—	—
	0,08	1,32	1,17	1,10	1,07	1,05	—	—	—
	0,12	1,44	1,23	1,15	1,11	1,08	—	—	—
	0,16	1,52	1,28	1,19	1,14	1,11	—	—	—
>100	0,04	1,22	1,10	1,07	1,05	1,04	1,02	1,02	1,02
	0,08	1,35	1,19	1,13	1,09	1,07	1,06	1,05	1,04
	0,12	1,45	1,25	1,18	1,14	1,10	1,09	1,07	1,05
	0,16	1,55	1,31	1,22	1,17	1,13	1,11	1,09	1,07

Примечание. Все приведенные в таблице данные относятся к скорости ветра 5 м/с. При увеличении скорости ветра до 25 м/с поправочный коэффициент возрастает на 10—15 %.

соответственно; P_1 , P_2 — эквивалентная длина неизолированного и изолированного вентиля или задвижки соответственно. Принимают P_1 при температуре 100°С 5 м, при 200°С 7 м, при 300°С 10 м, при 400°С 20 м, при 500°С 31 м; P_2 при температуре 100°С 2,3 м; при 200°С 2,7 м, при 300°С 3,5 м, при 400°С 6 м, при 500°С 11 м.

применяют в отношении объектов, для которых стоимость тепла определена. Если стоимость тепла не установлена, нормы потерь определяют из технических соображений.

Для объектов прямоугольного или квадратного сечения потери тепла определяют так же, как и для трубопроводов с эквивалентным диаметром $d_{\text{экв}}$, м, вычислен-

ТАБЛИЦА 6.36

ЭКВИВАЛЕНТНАЯ ДЛИНА НЕИЗОЛИРОВАННЫХ m_1 И ИЗОЛИРОВАННЫХ m_2 ПАР ФЛАНЦЕВ

Диаметр трубы, мм	$m_{\text{тр}}$, м, при t_0 , °С					m_2 , м, при $t_{\text{тр}}$, °С				
	100	200	300	400	500	100	200	300	400	500
50	2,25	3	3,5	6	10	0,75	1,0	1,1	1,7	2,6
100	2,5	3	4	8	15	0,8	1,1	1,2	2,2	3,2
200	2,6	3,6	4,4	8,8	18	0,9	1,15	1,3	2,5	4,2
300	2,9	3,8	4,8	9,5	19	1	1,2	1,4	2,7	5,2
400	3	4	5	10	20	1,1	1,3	1,5	2,8	5,4

Коэффициент 1,2 учитывает потери тепла опорами, подвесками и т. п. В табл. 6.37 и 6.38 приведены нормы тепловых потерь трубопроводами, учитываемых при проектировании и эксплуатации трубопроводов.

При этом допускают следующие предельные температуры поверхности изоляции:

а) для объектов в помещениях при температуре воздуха +25°С и при температуре теплоносителя до 500°С включительно +45°С;

б) для объектов, расположенных на открытом воздухе, при температуре наружного воздуха +25°С: при расположении в зоне, доступной для обслуживающего персонала, +60°С; при расположении в недоступной для персонала зоне не нормируется.

Приведенные в табл. 6.37 и 6.38 нормы

ным по формуле

$$d_{\text{экв}} = \Pi / 3,14, \quad (6.145)$$

где Π — периметр сечения, м.

Падение температуры в изолированном трубопроводе Δt , °С/м, может быть рассчитано по формуле

$$\Delta t = q / (G c_p), \quad (6.146)$$

где q — тепловые потери, ккал/(м·ч); G — масса протекающей среды, кг/ч; c_p — удельная теплоемкость этой среды, ккал/(кг·°С).

Допустимые скорости в трубопроводах

Среднюю скорость протекающей по трубе среды w , м/с, определяют по формуле

$$w = \frac{G}{3600 \frac{\pi d_{\text{в}}^2}{4} \rho_c}, \quad (6.147)$$

ТАБЛИЦА 6.37

НОРМЫ ПОТЕРЬ ТЕПЛА Q ИЗОЛИРОВАННЫМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ
ВНУТРИ ПОМЕЩЕНИЙ ПРИ РАСЧЕТНОЙ ТЕМПЕРАТУРЕ ВОЗДУХА 25 °С

Наружный диаметр труб, мм	Q , ккал/(м·ч), при температуре теплоносителя, °С											
	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600
10	7	18	30	41	53	64	76	87	98	110	121	133
20	10	23	37	50	64	77	90	104	117	131	145	158
30	12	28	43	58	74	90	105	120	136	151	167	183
48	13	31	49	65	84	102	119	136	154	171	190	208
57	14	32	53	70	90	108	127	145	165	183	202	220
76	15	37	58	78	99	120	141	162	183	203	225	245
89	16	39	62	82	105	126	149	170	193	215	236	259
108	22	45	68	90	113	137	160	185	205	227	250	273
133	27	53	76	101	126	152	176	201	226	250	275	300
159	31	60	84	112	140	166	192	220	247	273	300	325
194	35	66	93	124	153	182	212	242	273	301	330	360
219	38	70	100	132	165	196	227	260	290	320	353	383
273	42	78	111	146	183	218	253	289	323	358	394	428
325	45	85	122	160	199	240	278	317	355	395	435	473
377	50	92	131	175	218	260	300	344	385	428	470	514
426	53	98	140	190	235	280	322	370	415	460	505	554
478	60	109	155	205	253	303	349	400	448	496	545	595
529	66	120	170	220	270	325	375	430	480	531	585	635
630	82	140	195	253	310	370	425	485	540	600	658	710
720	95	160	220	280	340	405	470	530	590	655	715	775
820	110	180	250	315	380	445	515	580	645	710	775	840
920	135	205	275	345	415	480	555	625	695	760	835	900
1020	150	225	300	370	450	525	600	670	745	815	890	960
1420	210	300	400	500	585	680	780	870	970	1060	1155	1250
1820	265	370	490	600	720	830	940	1060	1170	1280	1390	1500
2000	290	410	540	660	780	900	1030	1150	1270	1400	1510	1640
Плоская стенка*	50	65	80	95	109	124	138	153	168	181	196	210

Примечания: 1. Приведенные данные относятся к стоимости условного топлива 10 руб/т. При увеличении стоимости топлива в 1,1—1,5 раза нормы потерь тепла умножают соответственно на коэффициент от 0,99—0,95 до 0,95—0,83 (большие значения — для труб малых диаметров и меньшие — для труб больших диаметров и плоской стенки). При стоимости топлива, составляющей 0,9—0,4 от принятой в таблице, нормы потерь умножают соответственно на коэффициент от 1,02—1,05 до 1,11—1,75 (меньшие значения — для труб малых диаметров и большие — для труб больших диаметров и плоской стенки).

2. Для теплоносителей с температурой от 50 до 300 °С при повышении температуры наружного воздуха в помещении от 25 до 40 °С нормы потерь соответственно уменьшают до 10 %, а при понижении температуры от 25 до 15 °С — увеличивают до 5 %.

* Потери тепла выражены в ккал/(м²·ч).

ТАБЛИЦА 6.38

НОРМЫ ПОТЕРЬ ТЕПЛА Q ИЗОЛИРОВАННЫМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ
НА ОТКРЫТОМ ВОЗДУХЕ ПРИ РАСЧЕТНОЙ ТЕМПЕРАТУРЕ ВОЗДУХА $t_H = 5$ °С

Наружный диаметр труб, мм	Q , ккал/(м·ч), при температуре теплоносителя, °С											
	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600
10	11	21	32	42	52	63	73	84	94	105	—	—
20	13	27	40	54	68	81	95	109	123	135	150	154
32	15	31	46	62	77	93	108	124	140	156	172	188
48	18	36	53	72	90	108	125	144	162	180	193	216
57	21	40	58	78	96	115	134	153	173	192	210	230
76	25	45	66	86	108	128	148	170	190	210	232	252
89	28	50	71	93	114	136	158	180	202	223	245	267

Наружный диаметр труб, мм	Q, ккал/(м·ч), при температуре теплоносителя, °C											
	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600
108	31	55	77	101	125	148	172	195	219	242	265	288
133	35	60	85	111	136	162	188	212	239	264	290	314
139	38	65	94	120	148	175	205	230	260	287	315	341
194	42	73	103	130	152	192	223	250	280	312	342	370
219	46	79	110	140	175	208	240	270	302	336	369	400
273	53	87	125	160	198	233	268	305	340	378	414	450
325	60	100	140	180	220	260	300	340	380	420	460	500
377	71	114	156	199	240	283	326	370	410	455	498	540
426	82	128	173	218	260	306	352	398	440	490	535	580
478	89	136	185	235	280	330	375	420	470	520	570	615
529	95	145	196	245	300	350	400	450	500	550	600	650
630	104	160	218	275	330	385	440	500	555	610	665	720
720	115	176	238	297	358	420	480	542	602	664	725	785
820	135	200	266	330	398	464	535	600	665	732	800	861
920	155	225	296	370	440	515	585	655	725	800	870	940
1020	180	255	330	407	485	565	640	720	793	865	945	1020
1420	230	325	430	532	630	740	840	940	1040	1140	1260	1360
1820	270	400	525	650	780	910	1040	1170	1300	1430	1560	1680
2000	310	440	570	720	850	985	1120	1260	1400	1520	1670	1800
Плоская стенка*	50	68	85	105	122	140	157	175	193	210	228	246

Примечания: 1. Приведенные данные относятся к стоимости условного топлива 10 руб/т. При повышении стоимости топлива в 1,1—1,5 раза нормы потерь тепла умножают соответственно на коэффициент от 0,98—0,99 до 0,96—0,86 (большие значения — для труб малых диаметров, а меньшие — для труб больших диаметров и плоской стенки).

2. При стоимости топлива, составляющей 0,9—0,4 от принятой в таблице, нормы потерь умножают соответственно на коэффициент от 1,02—1,05 до 1,06—1,48 (меньшие значения — для труб малых диаметров, а большие — для труб больших диаметров и плоской стенки).

3. При изменении температуры наружного воздуха в пределах от +5 до -10 °C и от +5 до +15 °C нормы потерь тепла изменяют на 5—7 % в соответствующую сторону.

* Потери тепла выражены в ккал/(м²·ч).

откуда

$$d_b = \sqrt{\frac{4G}{3600\pi\omega\rho_c}} \text{ м,} \quad (6.148)$$

где ω — скорость среды, м/с; G — количество проходящего вещества, кг/ч; d_b — внутренний диаметр трубопровода, м; ρ_c — средняя плотность протекающей среды, кг/м³:

$$\rho_c = 2\rho_n\rho_k/(\rho_n + \rho_k), \quad (6.149)$$

где ρ_n , ρ_k — соответственно плотность среды в начале и конце трубопровода, кг/м³.

Скорость по оси трубы больше, а у стенки меньше средней скорости.

Ниже приведены допускаемые скорости движения среды, м/с, в трубопроводах:

Перегретый пар:

высокого давления 40—60

среднего » 40—70

низкого » 50—70

Насыщенный пар 20—40

Выхлопные паропроводы 20—30

Питательные трубопроводы котлов:

всасывающие 1,5—2

нагнетательные 2—3,5

Различные напорные водопроводы (сырой, химически очищенной, охлаждающей воды и смывных вод) диаметром, мм:

до 200 2—2,5

свыше 200 2,5—3

Напорные конденсатопроводы . 1,5—2,5

Водоводы, работающие без давления:

всасывающие к насосам всех назначений 0,6—1,1

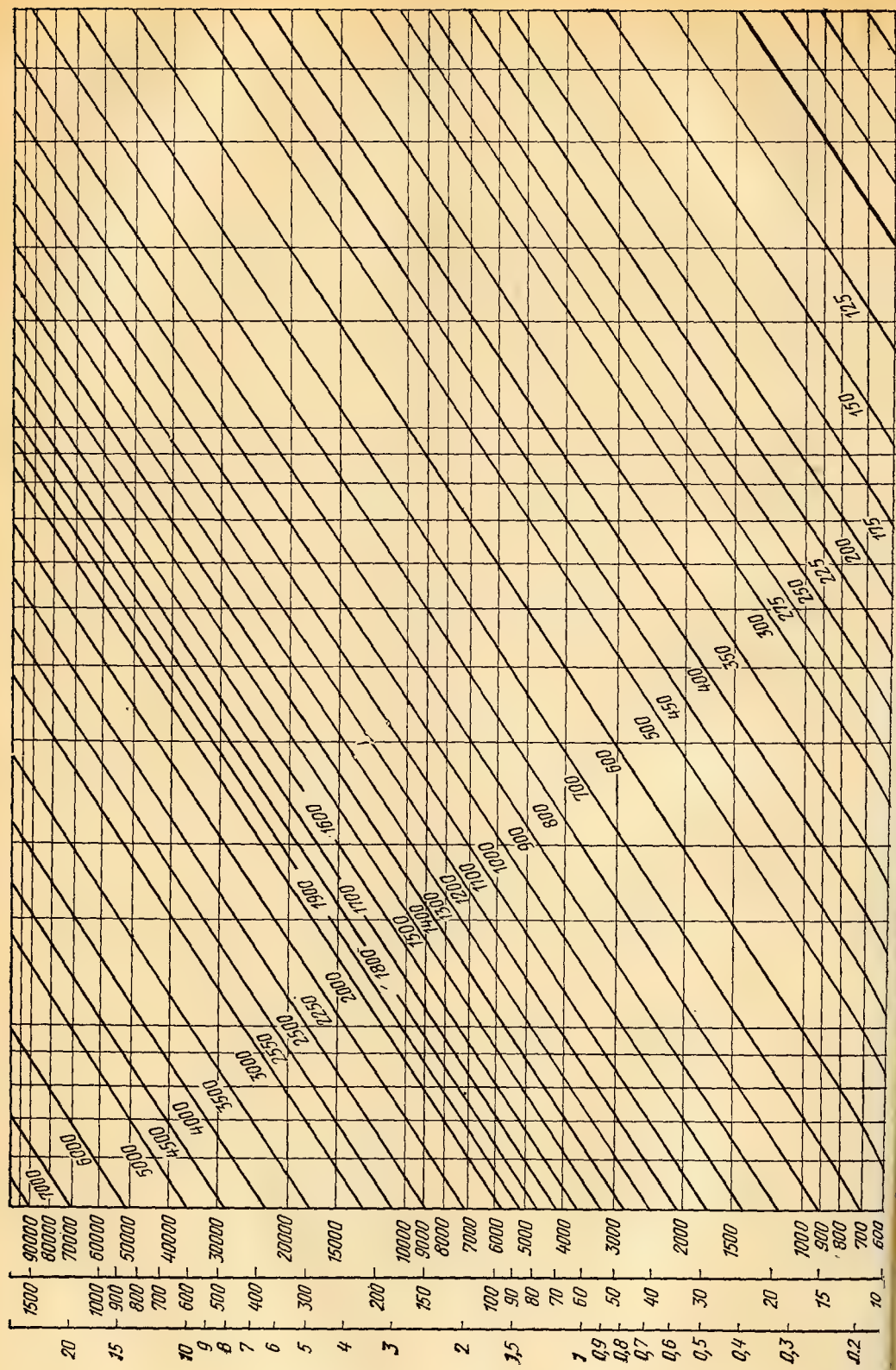
свободного слива, перелива и т. п. 1—2

Дренажные и продувные трубопроводы 15—20

Сжатый воздух и другие газы . 10—15

Вязкие вещества (масло, мазут и др.) 0,8—1,5

Нужный диаметр трубопровода можно найти по номограмме рис. 6.66 по расходу теплоносителя (м³/с, м³/мин или м³/ч) и принятой скорости.



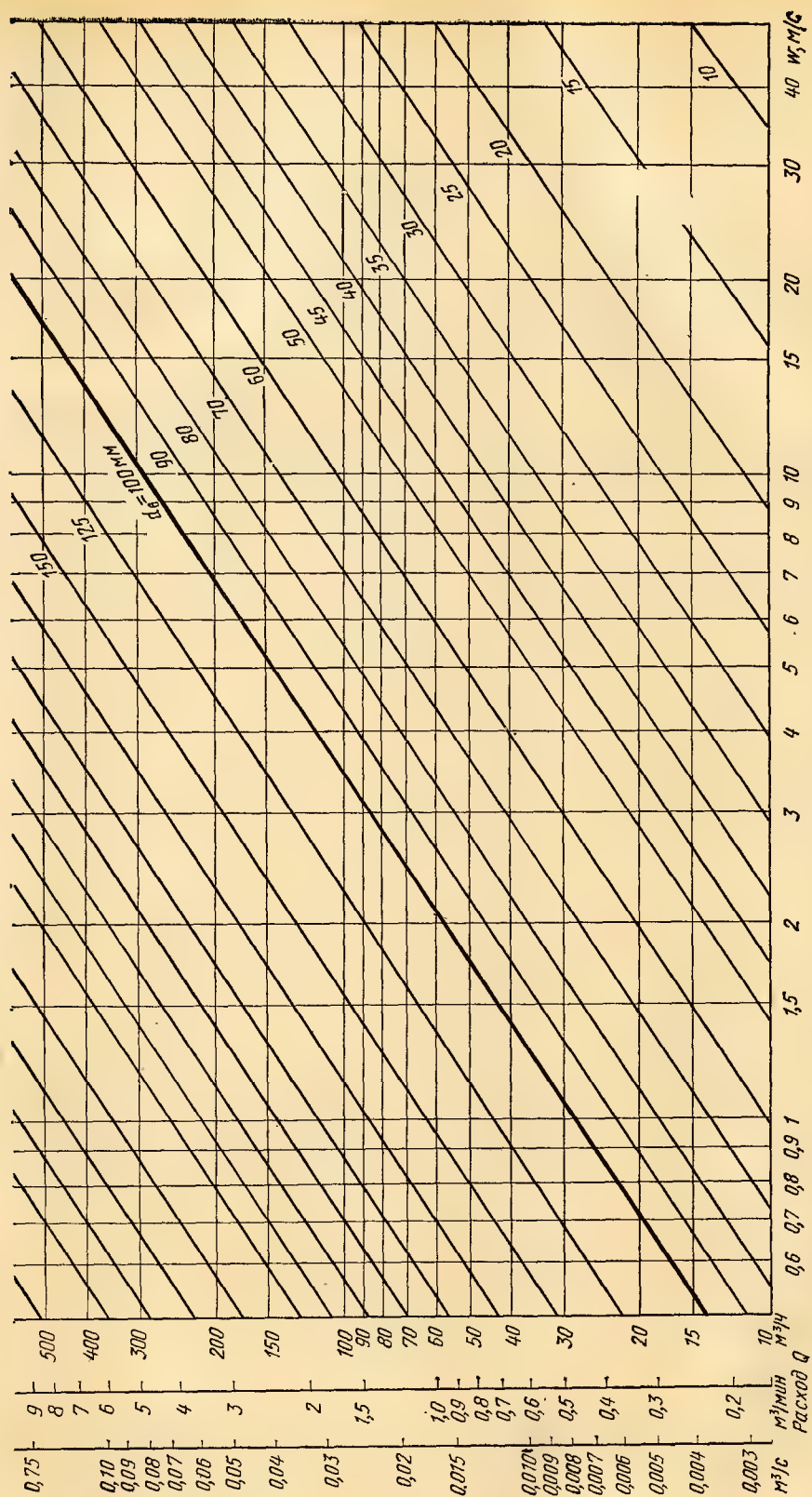


Рис. 6.66. Номограмма для определения диаметра трубопровода по объемному расходу и выбранной скорости

При пользовании номограммой следует иметь в виду, что для скоростей, не содержащихся в номограмме, можно пользоваться удельтенной скоростью, так как при одинаковом диаметре это увеличит расход в 10 раз.

9. Арматура газозовдухопроводов

Система условных цифровых и буквенных обозначений арматуры

Первая (цифровая) характеристика — наименование изделия: пробноспускной кран — 10; кран для трубопровода — 11; указатель уровня — 12; вентили — 13, 14 и 15; кран обратный подъемный и приемный с сеткой — 16; предохранительный клапан — 17; редукционный клапан — 18; обратный поворотный клапан; регулятор давления «после себя» и «до себя» — 21; запорный и отсечной клапаны — 22; клапан регулирующий — 25; задвижка — 30 и 31; затвор — 32; инжектор — 40; конденсатоотводчик — 45.

Вторая (буквенная) характеристика — материал корпуса изделия: сталь углеродистая — с; сталь легированная — лс; сталь кислотостойкая и нержавеющая — нж; чугун серый — ч; чугун ковкий — кч; латунь и бронза — Б; алюминий — а; монель-металл — мн; винипласт — вп; пластмассы (кроме винипласта) — п.

Третья (цифровая) характеристика — вид примененного привода и фигура (конструкция) изделия; первая цифра — механический привод с червячной передачей — 3; то же, с цилиндрической передачей — 4; то же, с конической передачей — 5; пневматический привод — 6; гидравлический привод — 7; электромагнитный привод — 8; электри-

ческий привод — 9. Обозначение фигуры изделия (вторая и третья цифры) присваиваются заводом-изготовителем.

Четвертая (буквенная) характеристика — материал уплотнительных поверхностей или вид внутреннего покрытия: латунь и бронза — бор; монель-металл — мн; кислотостойкая и нержавеющая сталь — нж; нитрированная сталь — нт; баббит — бт; стеллит — ст; сормайт — ср; кожа — к; эбонит — э; резина — р; винипласт — вп; пластмассы (кроме винипласта) — п; гуммирование — гм; эмалирование — эм; освинцевание — св; футеровка пластмассой — п; арматура, не имеющая уплотнительных колец, — бк.

Краны

Краны газовые натяжные муфтовые и т. д. типов 11Б106к1 и 11ч36к (рис. 6.67, а, табл. 6.39).

Область применения: $p_y = 1 \text{ кгс/см}^2$; $p_{пр} = 2 \text{ кгс/см}^2$; $p_p = 1 \text{ кгс/см}^2$.

Среда: топливный газ, температура $t_p \leq 50^\circ \text{C}$.

Краны сальниковые муфтовые типов 11Б66к и 11ч66к (рис. 6.67, б и табл. 6.40).

Область применения: $p_y = 10 \text{ кгс/см}^2$; $p_{пр} = 15 \text{ кгс/см}^2$; $p_p = 10 \text{ кгс/см}^2$.

Среда: вода; нефть, минеральное масло и временно применяют на газопроводах среднего и высокого давления; $t_p \leq 100^\circ \text{C}$.

Краны со смазкой типа КС (рис. 6.67, в и табл. 6.41).

Область применения: $p_y = 6 \text{ кгс/см}^2$; $p_p = 6 \text{ кгс/см}^2$.

Среда: топливный газ; $t_p = +35^\circ \text{C}$.

Краны со смазкой с ручным приводом типов КСР-16 и КСП-16 (рис. 6.67, г и табл. 6.42).

Область применения: $p_y = 16 \text{ кгс/см}^2$;

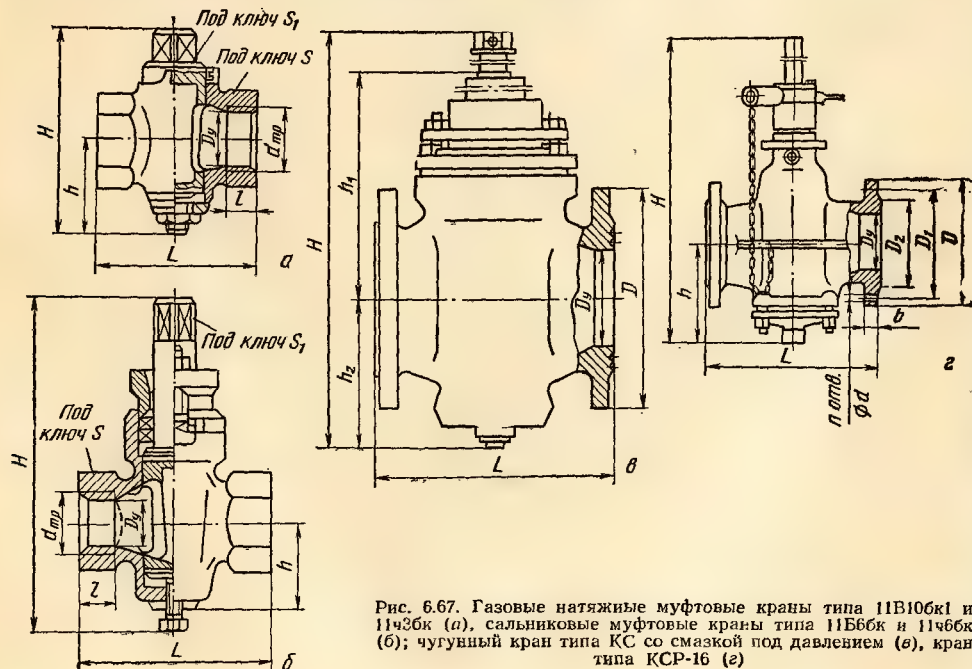


Рис. 6.67. Газовые натяжные муфтовые краны типа 11Б106к1 и 11ч36к (а), сальниковые муфтовые краны типа 11Б66к и 11ч66к (б); чугунный кран типа КС со смазкой под давлением (в), кран типа КСР-16 (г)

ТАБЛИЦА 6.3.

ГАБАРИТНЫЕ РАЗМЕРЫ, мм, И МАССА
ГАЗОВЫХ НАТЯЖНЫХ МУФТОВЫХ КРАНОВ
ТИПОВ 11Б106к1 и 11ч36к (рис. 6.67, а)

D_y		L	l	S	S_1	h	H	Масса, кг
мм	ДЮЙМЫ							
<i>Tun 11Б106κ1</i>								
15	$1/2$	55	12	27	11	39	72	0,26
20	$3/4$	65	14	32	14	45	83	0,46
<i>Tun 11ч36κ</i>								
25	1	80	18	46	17	54	104	0,9
32	$1\frac{1}{4}$	95	20	55	19	62	118	1,4
40	$1\frac{1}{2}$	110	22	60	22	70	136	2,0
50	2	130	24	75	27	81	161	3,4
70	$2\frac{1}{2}$	160	26	90	32	96	193	5,7
80	3	180	30	105	36	114	227	8,6

ТАБЛИЦА 6.40

ГАБАРИТНЫЕ РАЗМЕРЫ, мм, И МАССА
САЛЬНИКОВЫХ МУФТОВЫХ КРАНОВ
ТИПОВ 11Б66к И 11ч66к (рис. 6.67, б)

D_y		L	l	S	S_1	h	H	Масса, кг
мм	дюймы							
<i>Тип 11Б66к</i>								
15	$1/2$	55	12	27	11	26	72	0,4
20	$3/4$	65	14	32	14	30	90	0,6
25	1	80	16	41	17	37	105	1,1
32	$1 1/4$	95	18	50	19	44	120	1,6
40	$1 1/2$	110	20	60	22	79	155	2,8
50	2	130	22	70	27	85	175	4,3
<i>Тип 11ч66к</i>								
15	$1/2$	80	14	30	12	30	110	0,7
20	$3/4$	90	16	36	14	37	130	1,1
25	1	110	18	46	17	44	150	1,7
32	$1 1/4$	130	20	55	19	52	180	3,0
40	$1 1/2$	150	22	60	22	90	230	3,6
50	2	170	24	75	27	96	260	6,5
70	$2 1/2$	220	26	90	32	110	305	12,3
80	3	250	30	105	36	137	345	17,8

ТАБЛИЦА 6.41

ГАБАРИТНЫЕ РАЗМЕРЫ, мм,
И МАССА ЧУГУННЫХ КРАНОВ ТИПА КС
СО СМАЗКОЙ (рис. 6.67, в)

D_y , мм	L	h_1	h_2	H	D	Масса, кг
80	210	210	122	390	190	24,0
100	230	228	129	430	210	28,5
150	350	—	—	590	—	85,0

ТАБЛИЦА 6.42

ГАБАРИТНЫЕ РАЗМЕРЫ, мм,
И МАССА КРАНОВ
ТИПА КСР-16 (рис. 6.67, г)

D_y , мм	L	D	D_1	D_2	b	d	H	h	Число, шт.	Масса, кг
50	250	160	125	102	14	18	397	112	4	20
80	280	195	160	138	17	18	465	145	4	30
100	300	215	180	158	17	18	535	170	8	45
150	350	280	240	212	21	23	645	190	8	120

$p_{np}=24$ кгс/см²; $p_p=16$ кгс/см² (при $t_p \leq 100^\circ\text{C}$).

Среда: топливный газ и жидкость; $t_p = -40$ до 100°C .

Вентили

Вентили запорные муфтовые типов 15ч8п2, 15ч8р2, 15ч8р3, 15кч18п2, 15кч18р2 и 15кч18р3 (рис. 6.68 и табл. 6.43).

ТАБЛИЦА 6.43

ГАБАРИТНЫЕ РАЗМЕРЫ, мм,
МАССА ВЕНТИЛЕЙ ТИПОВ 15ч8п2, 15ч8р2,
15ч8р3, 15кч18п2, 15кч18р2
и 15кч18р3 (рис. 6.68)

Тип вен- тиля	D_y		L	H_1	H_2	Масса, кг
	мм	дюймы				
15ч8п2	15	$1/2$	90	105	115	0,7
15ч8р2	20	$3/4$	100	109	121	0,9
15ч8р3	25	1	120	124	139	1,4
	32	$1 1/4$	140	148	168	2,4
	40	$1 1/2$	170	165	182	4,1
	50	2	200	181	201	5,4
	65	$2 1/2$	260	245	267	14,0
	80	3	290	265	287	17,0
15кч18п2	15	$1/2$	90	109,5	119	0,7
15кч18р2	20	$3/4$	100	109,5	121	0,9
15кч18р3	25	1	120	131,5	146	1,4
	32	$1 1/4$	140	131,5	151	2,1
	40	$1 1/2$	170	163,5	180	3,7
	50	2	200	164,5	185	5,0

Область применения вентилях приведена в табл. 6.44.

Задвижки

Задвижки чугунные газовые типа 30ч76к и 30ч176к (рис. 6.69, а и табл. 6.45 и 6.46).

Область применения задвижек типа 30ч76к: $p_y=10$ кгс/см²; $p_{np}=6$ кгс/см²; $p_p=4$ кгс/см²; типа 30ч176к: $p_y=6$ кгс/см²; $p_{np}=9$ кгс/см²; $p_p=6$ кгс/см².

ТАБЛИЦА 6.44

ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ЗАПОРНЫХ
МУФТОВЫХ ВЕНТИЛЕЙ

Тип вен- тиля	p_y , кгс/см ²	$p_{пр}$	p_p	Среда	Температура среды, °С
		кгс/см ²			
15ч8п2, 15кч18п2	16	24	16	Пар, воз- дух, вода	≤120
15ч8р2; 15кч18р2	16	24	15	То же	225
15ч8р3; 15кч18р3	16	24	16	Вода	≤50
				Топлив- ный газ	≤50

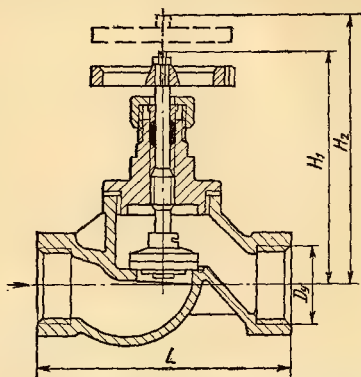
Среда: топливный газ, $t_p=100^\circ\text{C}$.Задвижки клиновые с выдвижным шпин-
делем фланцевые стальные типа ЗКЛ12-16
(рис. 6.69, б и табл. 6.47).Задвижки клиновые с выдвижным шпин-
делем фланцевые стальные с электропри-
водом во взрывобезопасном исполнении типа
ЗКЛПЭ-16 (рис. 6.69, в и табл. 6.48 и 6.49).Рис. 6.68. Вентиль запорный муфтовый ти-
пов 15ч8п2, 15ч8р2, 15ч8р3, 15кч18п2,
15кч18р2, 15кч18р3

ТАБЛИЦА 6.45

РАЗМЕРЫ, мм, И МАССА ЧУГУННЫХ ЗАДВИЖЕК ТИПА 30ч76к (рис. 6.69, а)

D_y , мм	L	D	k	g	f	b	H_1	H_2	D_0	Диаметр от- верстия d^*	Число отвер- стий*	Масса, кг
200	230	335	295	268	3	26	690	897	280	23	8	118
250	450	390	350	320	3	28	828	1084	320	23	12	169
300	500	440	400	370	4	28	955	1265	360	23	12	240
400	600	565	515	482	4	32	1243	1660	500	25	16	431

* Под болты.

Область применения: $p_y=16$ кгс/см²;
 $p_{пр}=24$ кгс/см². Допустимое рабочее дав-
ление p_p зависит от исполнения (см. ни-
же):

Исполнение	А	Б	В	Г
t_p , °С	425	450	530	600
p_p , кгс/см ²	9	6,7	5	7,5

Область применения: $p_y=16$ кгс/см²;
 $p_{пр}=24$ кгс/см². Допустимое рабочее дав-
ление p_p зависит от исполнения (см. ниже):

Исполнение	А	Б	В	Г
t_p , °С	425	450	530	600
p_p , кгс/см ²	9	6,7	5	7,5

Среда: нефтепродукты, вода, пар, природ-
ный газ и др.Среда: нефтепродукты, вода, пар, природ-
ный газ и др.

ТАБЛИЦА 6.46

РАЗМЕРЫ, мм, И МАССА ЧУГУННЫХ КЛИНОВЫХ ДВУХДИСКОВЫХ ЗАДВИЖЕК ТИПА
30ч176к (рис. 6.69, а)

D_y , мм	L	H	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	d	Масса, кг
50	180	340	50	90	140	184	110	140	20,4
80	210	415	80	128	185	228	150	160	33,5
100	230	455	100	148	205	270	170	200	40,5
150	280	580	150	202	260	330	225	280	88,0

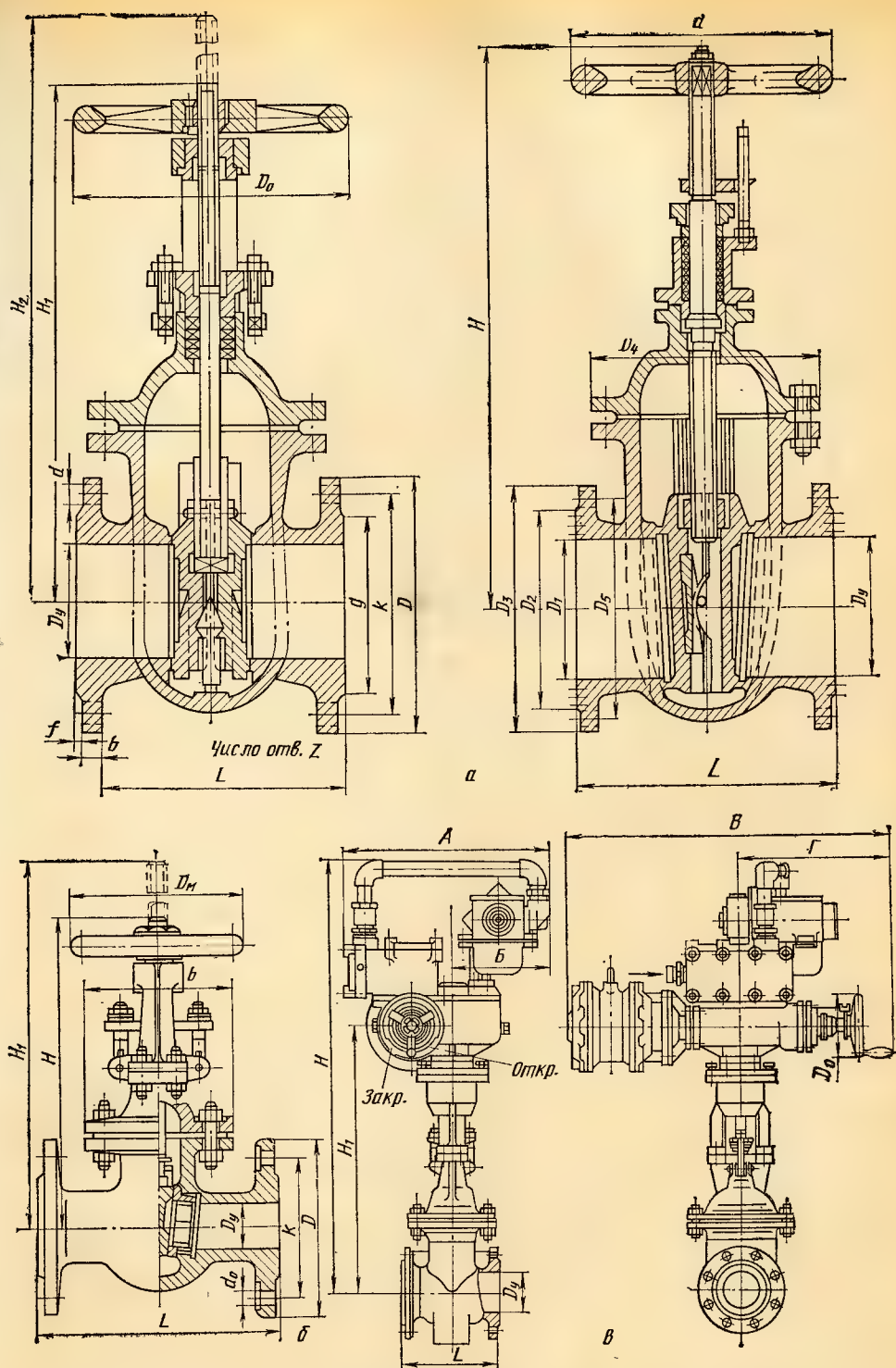


Рис. 6.69. Здвижки:

а — чугуиные газовые типов 30ч76к (слева) и 30ч176к (справа); *б* — стальная типа ЗКЛ2-16;
в — клиновая ЗКЛПЭ с электроприводом

ТАБЛИЦА 6.47

ГАБАРИТНЫЕ РАЗМЕРЫ, мм, И МАССА СТАЛЬНЫХ ЗАДВИЖЕК ТИПА ЗКЛ2-16 (рис. 6.69, б)

Маркировка задвижки	L	b	H	H ₁	D	K	d ₀	D _M	Масса, кг
ЗКЛ2-50-16	180	188	425	505	160	125	18	240	24
ЗКЛ2-80-16	210	226	520	630	195	160	18	240	37
ЗКЛ2-100-16	230	262	570	690	215	180	18	240	52
ЗКЛ2-150-16	280	332	730	920	280	240	23	400	104
ЗКЛ2-200-16	330	385	880	1120	335	295	23	400	142
ЗКЛ2-250-16	450	462	1070	1345	405	355	25	450	226
ЗКЛ2-300-16	500	516	1210	1530	460	410	25	450	304
ЗКЛ2-350-16	550	610	1480	1850	520	470	25	500	525
ЗКЛ2-400-16	600	645	1570	2000	580	525	30	400	652
ЗКЛ2-500-16	700	812	2020	2565	705	650	34	500	1436
ЗКЛ2-600-16	800	965	2340	2940	840	770	41	500	1896

Примечание. D_y задвижек входит в типоразмер в виде второй группы цифр (50, 80, 100 и т. д.).

ТАБЛИЦА 6.48

ГАБАРИТНЫЕ РАЗМЕРЫ, мм, И МАССА КЛИНОВЫХ ЗАДВИЖЕК С ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ ТИПА ЗКЛПЭ-16 (рис. 6.69, в)

D _y , мм	L	H	H ₁	A	Б	В	Г	D ₀	Масса, кг
50	180	1030	485	525	250	820	394	180	160
80	210	1125	575	525	250	820	394	180	170
100	230	1165	640	525	250	820	394	180	190
150	280	1350	880	525	250	820	394	180	270
200	330	1560	950	581	260	1020	485	240	300
250	450	1780	1190	581	260	1020	485	240	400
300	500	1910	1320	581	260	1020	485	240	500
350	550	2165	1565	645	294	1158	520	320	760
400	600	2265	1675	645	294	1158	520	320	770

ТАБЛИЦА 6.49

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА
ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ
К ЗАДВИЖКАМ ТИПА ЗКЛПЭ-16

D _y , мм	Тип электро-привода	Электродвигатель		Время открыва- ния или закрыва- ния, с
		тип	мощ- ность, кВт	
50	ЭПВ-10	АСВ-22-4Ф2	0,4	20
80				20
100				25
150				30
200	ЭВ-25М (II)	АСВ-31-4Ф2	1	40
250				25
300				30
350	ЭВ-80	АСВ-41-4Ф2	3,5	75
400				45

Регуляторы давления

Устройство и технические характеристики регуляторов давления типов РД-32М и РД-50М прямого действия приведены на рис. 6.70 и табл. 6.50. Оба регулятора выпускают со сменными клапанами, что позволяет подбирать необходимую пропускную способность (табл. 6.51).

В табл. 6.52 приведены характеристики пружин регуляторов. С помощью пружин можно обеспечить выходное давление 200—250 кгс/м², а при более жестких пружинах — до 500 кгс/м². При установке регуляторов колонкой выше величина настройки выходного давления уменьшается на 30—40 кгс/м². Корпуса регуляторов рассчитаны на входное давление до 16 кгс/см². Регуляторы снабжены встроенными предохранительными сбросными клапанами.

Регуляторы давления типов РСД-32М и РСД-50М (рис. 6.71) состоят из трех узлов: исполнительного механизма, в основу которого положен регулятор РД-32М или

ТАБЛИЦА 6.50

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕГУЛЯТОРОВ ДАВЛЕНИЯ ТИПОВ РД-32М И РД-50М

Показатели	РД-32М			РД-50М				
	4	6	10	8	11	15	20	25
Диаметр клапана d , мм . .	4	6	10	8	11	15	20	25
Площадь прохода клапана F , см ²	0,126	0,282	0,785	0,5	0,95	1,76	3,14	4,9
Давление:								
входное, кгс/см ²	10—16	3—10	0,05—3	10—16	6—10	3—6	1—3	0,05—1
выходное, кгс/м ²			90—200* ¹ и 200—350* ²					
Пропускная способность, м ³ /ч* ³	4	7,8	12	16	30	51	78	100
Колебание выходного давления, %* ⁴	+5	7+—8				+7—14		
Масса, кг		8	1			20		

*¹ При установке на регуляторах пружин низкого давления.*² При установке на регуляторах пружин повышенного давления.*³ При $\Delta p=1000$ кгс/м², $\rho=1$ кг/м³ и $p_{\text{вых}}=1,01$ кгс/см².*⁴ При изменении расхода от 5 до 100 % при номинальном давлении 200 кгс/м².

ТАБЛИЦА 6.51

МАКСИМАЛЬНАЯ ПРОПУСКНАЯ СПОСОБНОСТЬ Q , м³/ч,
РЕГУЛЯТОРОВ ДАВЛЕНИЯ РД-32М И РД-50М ДЛЯ ГАЗА $c_p=0,7$ кг/м³

Входное давление, кгс/см ²	РД-32М			РД-50М				
	Q, м³/ч, при диаметре устанавливаемого седла, мм							
	4	6	10	8	11	15	20	25
0,2	—	—	—	20/20	37/37	58/50	108/92	165/125
0,4	—	—	—	33/33	63/60	98/88	175/150	255/200
0,6	—	—	—	42/42	85/80	130/120	225/200	338/265
0,8	—	—	—	50/50	100/95	160/145	270/238	410/320
1	13	25	45	56	117/112	183/167	308/270	466/363
2	20	40	75	90	180/170	314/267	500/433	—
3	30	55	100	125/117	235/225	400/375	717/610	—
4	38	70	—	158/150	292/277	525/483	—	—
5	45	90	—	189/180	350/330	650/600	—	—
6	53	105	—	225/213	410/388	775/717	—	—
7	63	125	—	260/250	466/442	—	—	—
8	72	145	—	290/275	524/500	—	—	—
9	81	168	—	320/306	578/556	—	—	—
10	91	190	—	350/337	639/616	—	—	—
12	110	—	—	412/392	762/733	—	—	—
14	125	—	—	470/450	—	—	—	—
16	142	—	—	533/512	—	—	—	—

Примечание. В числителе — расходы газа при входе на клапан, в знаменателе — при повороте струи в крестовине на 90°.

ТАБЛИЦА 6.52

ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРУЖИН РЕГУЛЯТОРОВ ТИПОВ РД-32М И РД-50М

Пружина	Диаметр проволоки, мм	Наружный диаметр, мм	Высота, мм	Предел настройки, кгс/м ²
РД-32М				
Низкого давления	2,5	44	158	90-200
Повышенного давления	3,2	44	163	200-350
Сбросного клапана	1,8	28	47	200-600
РД-50М				
Низкого давления	4,0	90	280	90-200
Повышенного давления	4,5	90	320	200-350
Сбросного клапана	1,5	28	53	150-400

РД-50М; прибора управления — пилота, являющегося регулятором прямого действия, и предохранительного клапана от разрыва мембраны, объединенного в общий блок с дросселем. Максимальное давление на входе в регулятор составляет 6 кгс/см². Выходное давление, зависящее от степени поджатия пружины пилота, устанавливают в пределах 0,1—1,1 кгс/см². Пропускная способность клапана такая же, как у самих регуляторов РД-32М (РД-50М).

Регуляторы давления универсальные двухимпульсные пилотные типа РДУК2 (рис. 6.72 и табл. 6.53). Регулятор состоит из исполнительного механизма и пилота (рис. 6.73 и табл. 6.54). Входное давление для регуляторов 12 кгс/см².

Данные о мембранах и уплотняющих шайбах клапанов регулятора РДУК2 приведены в табл. 6.55.

Регулятор давления непрямого действия типа ЦКБА с мембранным приводом (рис.

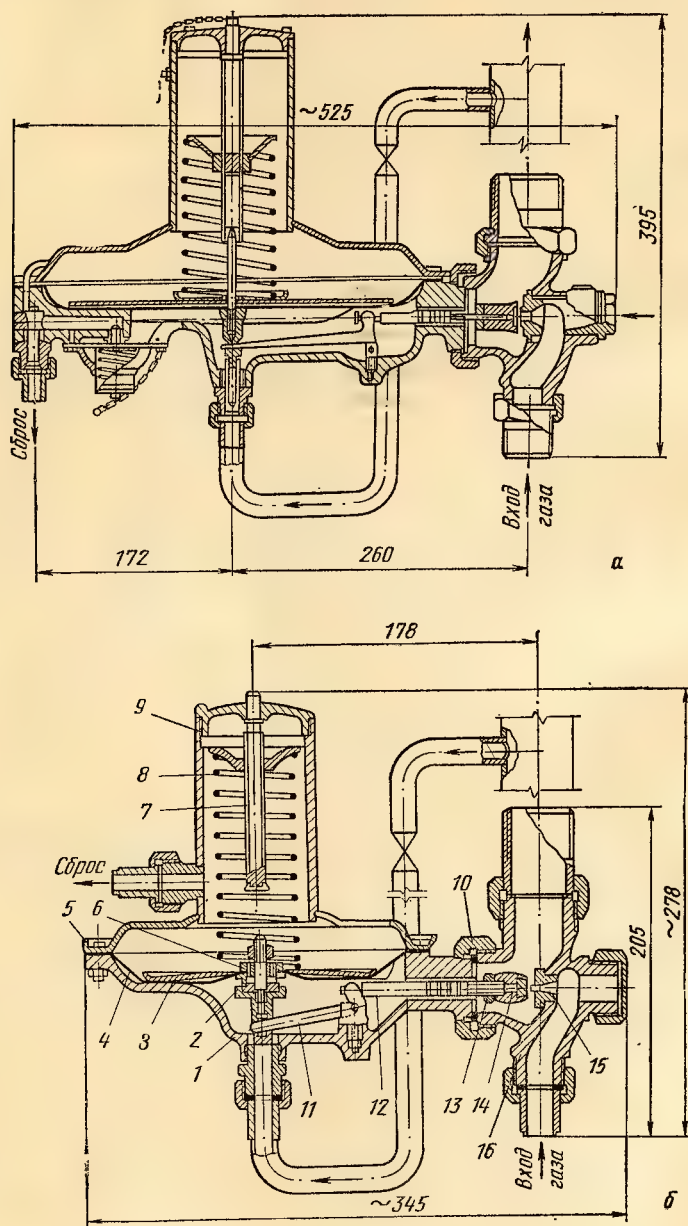


Рис. 6.70. Регуляторы давления типов РД-50М (а) и РД-32М (б):

1 — корпус привода; 2 — предохранительный клапан; 3 — тарелка мембраны; 4 — мембрана; 5 — крышка; 6 — предохранительный клапан; 7 — нажимной винт; 8 — настроечная пружина; 9 — колонка; 10 — накидная гайка; 11 — коленчатый рычаг; 12 — шток; 13 — контргайка; 14 — золотник; 15 — сменное седло (сопло); 16 — вентильный корпус

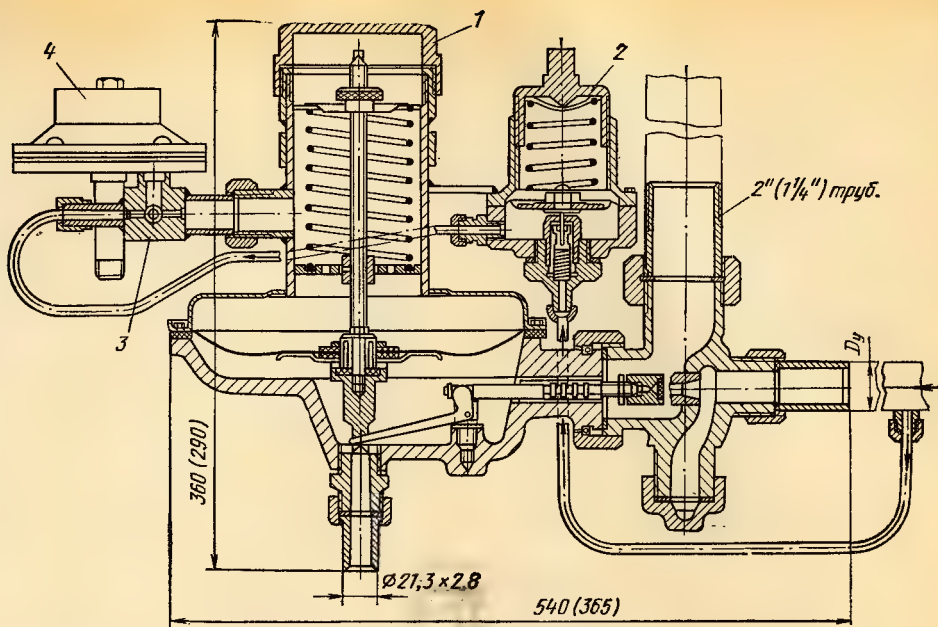


Рис. 6.71. Регулятор давления типа РСД-50М (РСД-32М):

1 — регулятор типа РД-50М (РД-32М); 2 — пилот; 3 — дроссель; 4 — предохранительный клапан

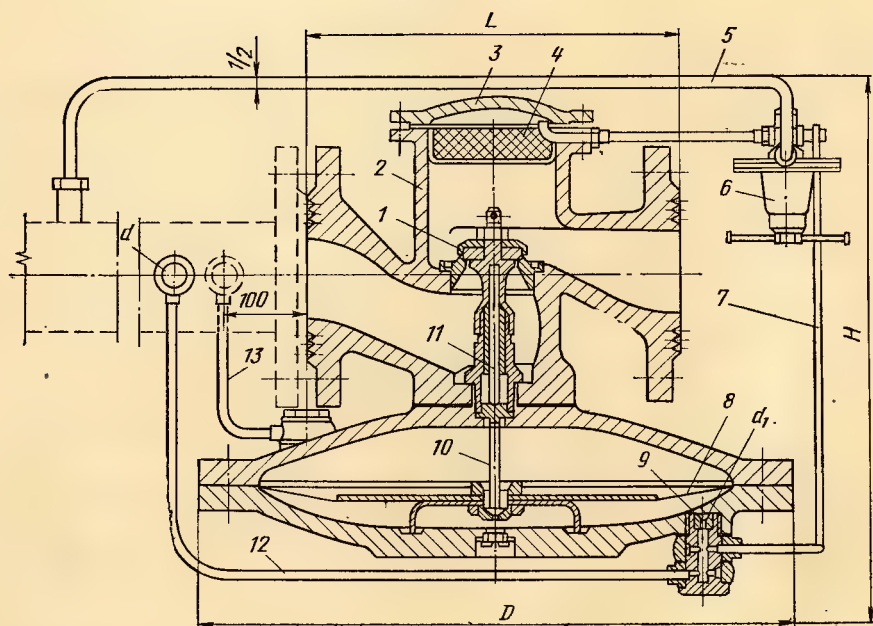


Рис. 6.72. Регулятор давления типа РДУК2:

1 — однотарельчатый золотник с мягкой прокладкой; 2 — корпус; 3 — крышка люка-ревизии; 4 — фильтр; 5 — импульсная трубка к пилоту; 6 — пилот КН2 (КВ2); 7 — трубка для выхода газа из пилота; 8 — рабочая мембрана; 9 — дроссельное отверстие; 10 — шток; 11 — толкатель; 12 — трубка для сброса газа в газопровод выходного давления; 13 — трубка импульса газа выходного давления

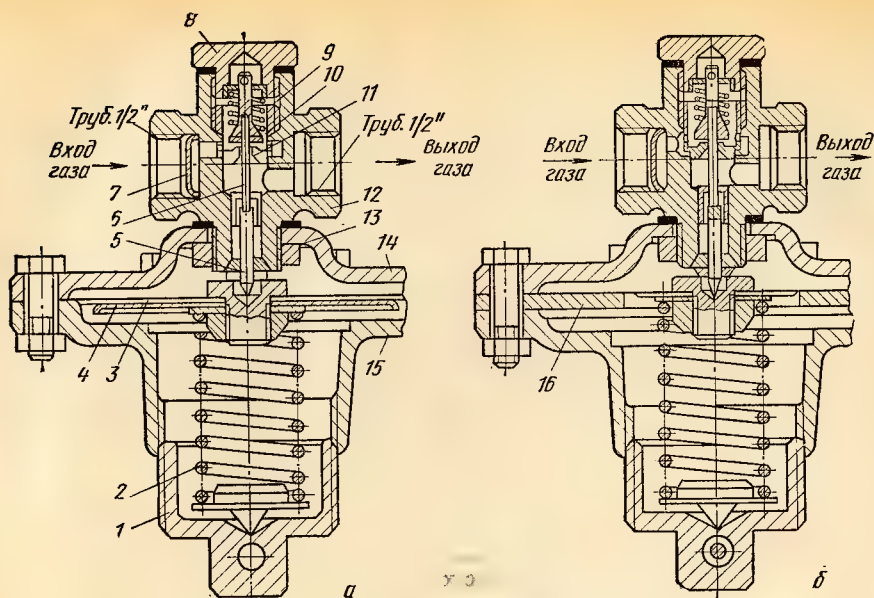


Рис. 6.73. Пилоты регуляторов РДУК2:

а — КН2; б — КВ2; 1 — регулировочный стакан; 2 — регулировочная пружина; 3 — мембрана; 4 — диск; 5, 6 — шток; 7 — фильтрующая сетка; 8 — пробка; 9 — пружина; 10 — тарелка клапана; 11 — седло клапана; 12 — корпус дросселя; 13 — гайка; 14 — корпус; 15 — крышка; 16 — кольцо

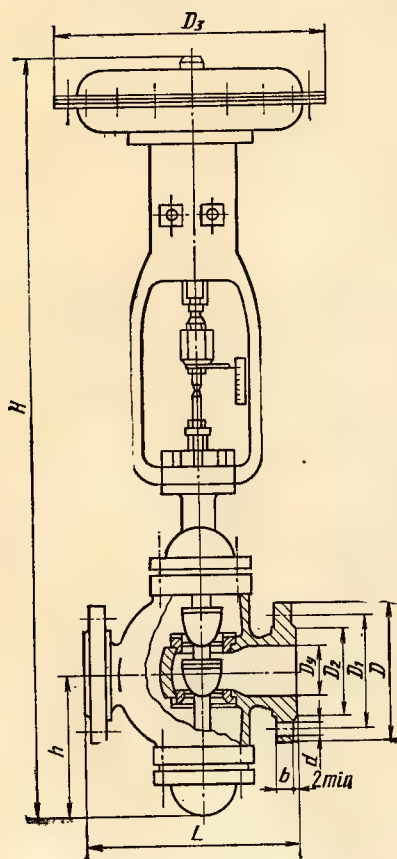


Рис. 6.74. Регулирующий клапан ЦКБА с мембранным приводом

6.74). Применяют при давлении газа на входе в регулятор, превышающем 12 кгс/см^2 , при очень большом расходе газа. Регулятор состоит из регулирующего клапана (табл. 6.56) типа 25ч32нж (НЗ) или 25ч30нж (НО) и командного прибора (пилота), для работы которого необходимо $0,5\text{--}0,8 \text{ м}^3/\text{ч}$ сжатого воздуха или газа с давлением на входе $1,2\text{--}1,4 \text{ кгс/см}^2$ и на выходе $0,2\text{--}1 \text{ кгс/см}^2$.

Расходная характеристика регулирующего клапана линейная. Он работает при температуре окружающего воздуха от -20 до $+50^\circ\text{C}$ и может быть установлен в любом положении. Регулирующие клапаны выпускают двух модификаций: НО — нормально открытые; НЗ — нормально закрытые. Корпус клапанов рассчитан на $p_y = 16 \text{ кгс/см}^2$.

На рис. 6.75 показана схема установки регулятора РД с регулирующим клапаном

Предохранительные запорные клапаны типа ПКК-40М и ПКН или ПКВ (рис. 6.76) Предназначены для автоматического прекращения поступления газа к регулятору давления при возрастании или снижении выходного давления относительно заданных пределов.

Клапаны типа ПКК-40М применяют с регуляторами РД-32М, РД-50М, РСД-32М, РСД-50М и РДУК2 50. Для работы с регуляторами большой пропускной способности применяют предохранительные запорные клапаны типа ПКН и ПКВ; диаметр предохранительного запорного клапана выбирают таким же, как и диаметр у редуктора, перед которым его устанавливают.

Пределы отключения для клапанов ПКК-40М при возрастании выходного давления составляют $0,015\text{--}0,05 \text{ кгс/см}^2$ с

ТАБЛИЦА 6.53

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕГУЛЯТОРОВ ДАВЛЕНИЯ ТИПА РДУК2

Маркировка регуляторов	Условный проход, мм	Выходное давление кгс/см ²	Диаметр клапана, мм	Площадь клапана, см ²	Коэффициент удельного расхода	Пропускная способность, м ³ /ч*	Размеры, мм (рис. 6. 72)					Масса, кг
							L	D	H	d	d ₁	
РДУК2Н-50/35	50	0,05-0,6	35	8,5	0,60	270	230	360	300	—	—	45
РДУК2В-50/35	50	0,6-6,0	35	8,5	0,60	270	230	360	300	—	—	45
РДУК2Н-100/50	100	0,05-0,6	50	18,0	0,42	375	350	470	450	1,5	0,8	80
РДУК2В-100/50	100	0,6-6,0	50	18,0	0,42	375	350	470	450	1,5	0,8	80
РДУК2Н-100/70	100	0,005-0,6	70	37,0	0,40	730	350	470	450	1,5	0,8	80
РДУК2В-100/70	100	0,6-6,0	70	37,0	0,40	730	350	470	450	1,5	0,8	80
РДУК2Н-200/105	200	0,005-0,6	105	84,0	0,49	2000	600	650	690	2,0	1,5	300
РДУК2В-200/105	200	0,6-6,0	105	84,0	0,49	2000	6000	650	690	2,0	1,5	300
РДУК2Н-200/140	200	0,005-0,6	140	151,5	0,40	3000	600	650	690	2,0	1,5	300
РДУК2В-200/140	200	0,6-6,0	140	151,5	0,40	3000	600	650	690	2,0	1,5	300

Примечания: 1. В маркировке регулятора: РДУК — регулятор давления универсальный Казанцева, цифра 2 — модель, Н — низкого давления, В — высокого давления; цифры — условный проход и диаметр клапана.

2. Присоединительные размеры фланцев — иа $p_y = 16$ кгс/см².

3. Входное давление для регуляторов всех модификаций 12 кгс/см².

* При $\Delta p = 1000$ кгс/м²; $\rho = 1$ кг/м³ и $p_{\text{вых}} = 1,01$ кгс/см².

ТАБЛИЦА 6.54

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПИЛОТОВ КН2 И КВ2 РЕГУЛЯТОРОВ ДАВЛЕНИЯ ТИПА РДУК2

Показатели	Пружина		Мембрана		Тарелка КН2	Диск КВ2	Клапан КН2 и КВ2
	КН2	КВ2	КН2	КВ2			
Выходное давление, кгс/см ²	0,005-0,6	0,3-3,0; 0,6-6,0	0,005-0,6	0,3-6,0	0,005-0,6	0,3-6,0	—
Диаметр проволоки, мм	4,5	5,0; 6,0	—	—	—	—	—
Наружный диаметр, мм	36,5	39,0; 40,0	160	160	100	160	—
Диаметр отверстия, мм .	—	—	12,0	12,0	12,2	55,0	3,5
Ход, мм	—	—	—	—	—	—	1,5-2
Шаг витков, мм	10	10,4; 10,8	—	—	—	—	—
Число рабочих витков .	6	5; 5	—	—	—	—	—
Полное число витков . .	7,5	6,5; 6,5	—	—	—	—	—
Высота в свободном состоянии, мм	65	63; 60	—	—	—	—	—
Материал	Проволока, пружина, П-1 или ОВС		Мембранное полотно с тканью перкаль АМ-93		Сталь Ст 3	Сталь Ст3	—
Толщина, мм	—	—	0,32-0,37	0,8-1,3	1,0	5,0	—
Диаметр окружности болтовых отверстий, мм	—	—	142	142	—	142	—
Число болтовых отверстий, мм	—	—	8	8	—	8	—
Диаметр болтовых отверстий, мм	—	—	8	8	—	8,5	—
Активная площадь, см ² .	—	—	97	18	—	—	—

ТАБЛИЦА 6.55

**ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МЕМБРАН
И УПЛОТНЯЮЩИХ ШАЙБ КЛАПАНА РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ РДУК2**

Показатели	Мембрана для регулятора с условным проходом, мм			Уплотняющаяся шайба для клапана с седлом диаметром, мм				
	50	100	200	35	50	70	125	160
Наружный диаметр, мм	363	468	662	45	66	86	125	160
Внутренний диаметр, мм	24	24	42	20	24	24	42	42
Диаметр окружности болтовых отверстий, мм	337	436	627	—	—	—	—	—
Число болтовых отверстий	12	16	24	—	—	—	—	—
Диаметр болтовых отверстий, мм	13	15	16	—	—	—	—	—
Толщина, мм	0,8—13	0,8—13	0,8—13	6	6	6	6	6
Материал	Мембранное полотно с тканью АМ-93 (ТУ Р-1029—69) Московского завода «Каучук»			Резина листовая техническая, маслостойкая марки А, средней твердости (ГОСТ 7338—65)				

ТАБЛИЦА 6.56

**ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И РАЗМЕРЫ РЕГУЛИРУЮЩИХ КЛАПАНОВ
ТИПОВ 25ч32нж (НЗ) и 25ч30иж (НО) (рис. 6.74)**

D _y	Размеры, мм									Количество болтов во фланцах	K _D , т/ч	Масса, кг
	L	D	D ₁	D ₂	b	d	H	h	D ₃			
15	130	95	65	45	12	14	600	90	250	4	6,3	19
20	150	105	75	58	14	14	620	100	250	4	10	23
25	160	115	85	68	14	14	650	120	250	4	16	24
32	180	135	100	78	16	18	760	120	310	4	25	36
40	200	145	110	88	16	18	790	140	310	4	40	38
50	230	160	125	102	17	18	820	160	310	4	63	40
65	290	180	145	122	17	18	1040	190	380	4	100	68
80	310	195	160	138	19	18	1070	210	380	4	160	76
100	350	215	180	158	21	18	1390	280	460	8	250	126
125	400	245	210	188	23	18	1450	320	460	8	400	150
150	480	280	240	212	25	23	1530	360	460	8	630	175
200	600	335	295	268	27	23	1940	460	570	12	1000	345
250	730	405	355	320	29	27	2080	530	570	12	1600	475
300	850	460	410	378	30	27	2220	610	570	12	2500	660

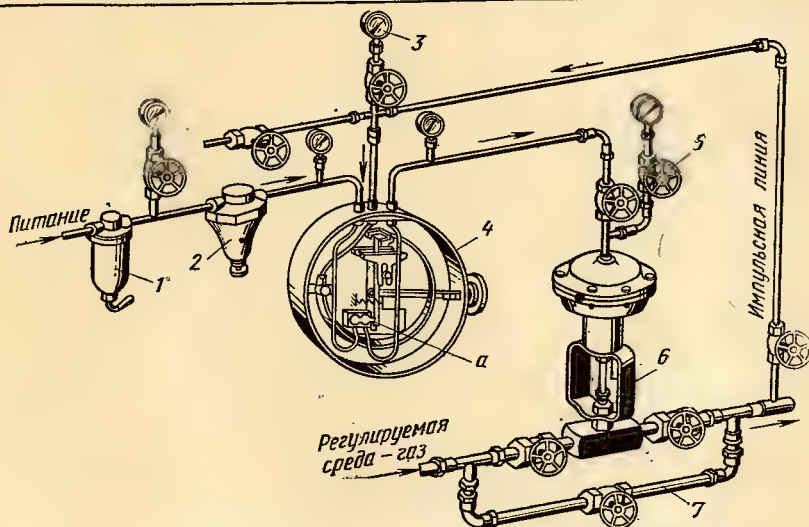


Рис. 6.75. Схема установки регулятора РД с регулирующим клапаном:
1 — фильтр; 2 — редуктор; 3 — манометр; 4 — регулятор РД (а — сопло пневмосистемы); 5 — вентиль; 6 — регулирующий клапан; 7 — байпас

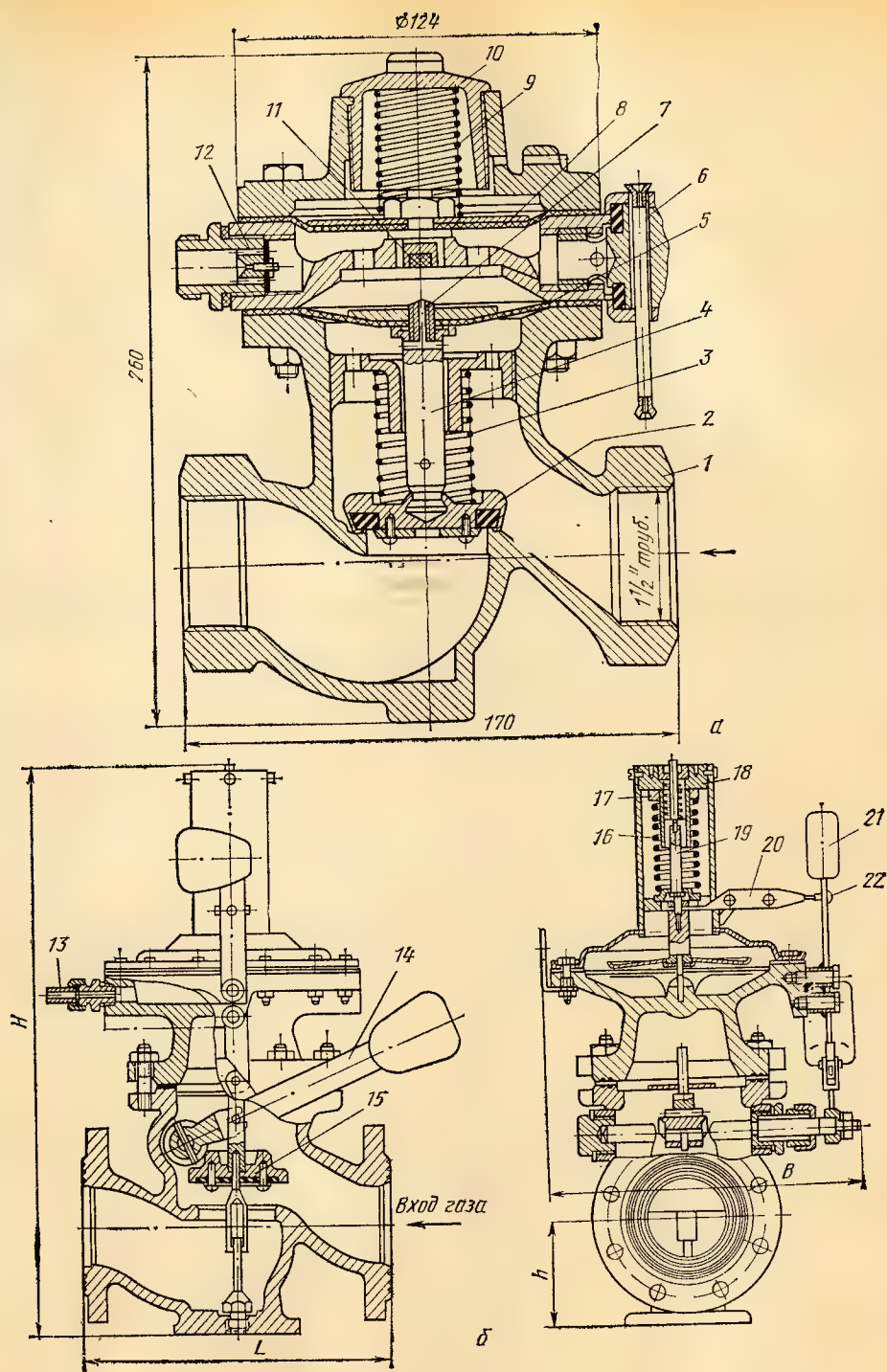


Рис. 6.76. Предохранительные запорные клапаны:

a — типа ПКК-40М; 6 — ПКН(ПКВ); 1 — корпус; 2 — одиотарельчатый клапан с мягкой прокладкой; 3, 16 — пружина; 4, 19 — шток; 5, 8 — мембрана; 6 — пусковая пробка; 7 — сопло; 9 — пружина на-
 стройки; 10 — колпачок; 11 — мягкое уплотнение сопла; 12 — обратный клапан; 13 — импульсный
 штуцер; 14 — коромысло; 15 — перепускной клапан; 17 — гайка; 18 — нажимной стакан; 20 — анкер-
 ный рычаг; 21 — ударник; 22 — штифт

ТАБЛИЦА 6.57

РАЗМЕРЫ, мм, И МАССА ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО ЗАПОРНОГО КЛАПАНА ТИПА ПКН (ПКВ) (рис. 6.76)

Условный проход D_y , мм	L	H	b	B	Масса, кг
50	230	415	80	260	35
80	310	615	110	310	52
100	350	660	110	310	70
200	600	770	190	400	140

Примечание. Присоединительные размеры фланцев — на $p_y = 16$ кгс/см² при максимальном давлении в корпусе 12 кгс/см².

ТАБЛИЦА 6.58

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КЛАПАНОВ ТИПА ПСК

Показатели	ПСК-50	ПСК-50С	ПСК-50В
Настройка срабатывания, кгс/см ² . .	100—500	2000—5000	5000—12500
Размеры (см. рис. 6.69), мм:			
D_1	170	170	130
D_2	140	140	60
Номер пружины	1315-05Б	1315-06Б	1315-06Б

ТАБЛИЦА 6.59

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КЛАПАНОВ ППК-4 (рис. 6.78)

Маркировка клапана	Размеры, мм						K_v , т/ч	Масса, кг
	D_y	D'_y	D_1	L	L_1	H		
ППК-4-50-16	50	80	30	100	125	545	23	25
ППК-4-80-16	80	100	40	110	140	660	41	35
ППК-4-100-16	100	125	50	130	175	780	65	45
ППК-4-150-16	150	200	72	200	225	1000	150	100

Примечания: 1. В маркировке клапана: ППК — предохранительный полно-подъемный клапан; первая цифра — модель, вторая цифра — условный проход, третья цифра — максимальное давление.

2. Присоединительные размеры приемного фланца на $p_y = 16$ кгс/см², выкидного — на $p_y = 6$ кгс/см².

ТАБЛИЦА 6.60

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРУЖИН ДЛЯ КЛАПАНОВ ППК-4

Номер пружины	Давление настройки, кгс/см ²	Диаметр прутка пружины, мм	Наружный диаметр пружины, мм	Шаг пружины, мм	Число витков		Высота пружины в свободном состоянии, мм	Длина прутка пружины, м
					рабочих	полных		
ППК4-50-16								
101	0,5—1,2	4	54	16,5	7,5	11,0	136	1,9
102	1,2—1,9	5	65	18,0	7,0	10,5	141	2,2
103	1,9—3,5	6	76	21,0	6,0	9,5	144	2,4
104	3,5—6,0	7	77	20,5	6,0	9,5	144	2,4
105	6,0—10,0	8	78	20,5	6,0	9,5	144	2,4
106	10,0—16,0	9	77	19,5	6,0	9,5	144	2,3
ППК4-80-16								
110	0,5—1,3	6	81	22,0	7,5	11,0	183	2,95
111	1,3—2,5	7	85	23,0	7,5	11,0	193	2,95
112	2,5—4,5	8	87	23,0	7,5	11,0	196	3,0
113	4,5—7,0	9	89	22,5	7,5	11,0	196	3,0
114	7,0—9,5	10	91	22,5	7,0	10,5	188	3,0
115	9,5—13,0	11	93	23,0	7,0	10,5	194	3,0
116	13,0—18,0	12	95	23,0	7,0	10,5	147	3,0

продолжение табл. 6.60

Номер пружины	Давление настройки, кгс/см ²	Диаметр прутка пружины, мм	Наружный диаметр пружины, мм	Шаг пружины, мм	Число витков		Высота пружины в свободном состоянии, мм	Длина прутка пружины, м
					рабо- чих	пол- ных		
ППК4-100-16								
120	0,5—1,0	7	94	27,0	7,5	11,0	223	3,3
121	1,0—1,5	8	108	29,0	7,5	11,0	241	3,8
122	1,5—3,5	9	114	32,0	7,5	11,0	273	3,9
123	3,5—9,5	12	114	28,0	8,0	11,5	260	3,9
124	9,5—20,0	14	114	28,5	8,0	11,5	271	3,9
ППК4-150-16								
127	0,5—1,0	9	121	36,0	7,5	11,0	297	4,10
128	1,0—1,5	10	135	40,0	7,0	10,5	310	4,30
129	1,5—2,0	11	141	42,0	6,5	10,0	306	4,30
130	2,0—3,0	12	142	42,0	6,5	10,0	309	4,30
131	3,0—6,5	14	134	37,0	7,5	11,0	320	4,36
132	6,5—11,0	16	138	37,0	7,5	11,0	326	4,43
133	11,0—15,0	18	138	35,0	7,5	11,0	316	4,36
134	15,0—22,0	20	148	38,0	7,0	10,5	326	4,30

пружиной низкого давления и 0,05—0,6 кгс/см² с пружиной среднего давления при падении входного давления в пределах 0,1—0,15 кгс/см².

Пределы отключения для клапанов ПКН при возрастании давления составляют 0,01—0,6 кгс/см², для клапанов ПКВ 0,3—0,5 кгс/см²; при падении давления для клапанов ПКН 0,003—0,03 кгс/см² и ПКВ — 0,03—0,3 кгс/см².

Размеры и масса предохранительных клапанов типа ПКН (ПКВ) приведены в табл. 6.57.

Предохранительные сбросные клапаны типов ПСК и ППК-4 (рис. 6.77 и 6.78). Предназначены для сброса в атмосферу некоторого количества газа при возможном кратковременном повышении его давления за регулятором, а также при повышении давления за отключенным регулятором в случае неплотного запираания прохода газа клапаном регулятора. Настраивают сбросные устройства на давление, меньшее, чем давление срабатывания предохранительного запорного клапана.

Клапаны ПСК выпускают трех модификаций (табл. 6.58).

Для сброса газа среднего и высокого давления используют пружинные предохранительные полноподъемные клапаны типа ППК-4 (табл. 6.59 и 6.60). Они снабжены герметичным корпусом на $p_y = 16$ кгс/см².

Для небольших расходов газа среднего и высокого давления используют пружинные предохранительные клапаны типа ППК-11 с диаметром 15 и 25 мм с тремя разновидностями пружин, рассчитанными на следующие пределы давления сброса, кгс/см²: № 1 2—4; № 2 4—8; № 3 8—16. Коэффициент пропускной способности K_v для $D_y = 15$ мм составляет 0,6 т/ч и для $D_y = 25$ мм 1,6 т/ч.

Клапаны блокировки газа с воздухом типа КБ-МЗ (рис. 6.79 и табл. 6.61) и мембранная головка типа ВГ-2 (рис. 6.80).

При перерыве в подаче воздуха на горение для быстрого прекращения поступления газа используют специальный клапан типа КБ-МЗ, работающий при понижении давления воздуха в воздуховоде в горелке.

ТАБЛИЦА 6.61

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА
КЛАПАНОВ БЛОКИРОВКИ ГАЗА С ВОЗДУХОМ
ТИПА КБ-МЗ (рис. 6.79)

Типораз- мер	Размеры, мм							Масса, кг
	D_y	L	H	D	h	D_m	$d_{тр-дюйм-ы}$	
КБ-50МЗ	50	175	310	50	21	400	1/2	14
КБ-80МЗ	80	245	360	80	25	400		17
КБ-100МЗ	100	350	450	100	30	400		45
КБ-150МЗ	150	480	630	150	50	660		65
КБ-200МЗ	200	600	720	200	55	660		157

Примечания: 1. Обозначение клапанов: КБ — клапан блокировки; первые цифры — условный проход, мм; МЗ — модель третья.

2. Клапаны $D_y = 50$ и 80 мм — с муфтовым присоединением, с $D_y = 100, 150$ и 200 мм — фланцевые на $p_y = 10$ кгс/см².

Основные параметры КБ-МЗ:

Рабочее давление, кгс/м ² :	
газа	5000
воздуха	500
Пределы настройки по давлению воздуха, кгс/м ²	35—500
Время, с:	
отключения	15
включения	10
Температура, °С:	
воздуха	10—40
газа	10—20

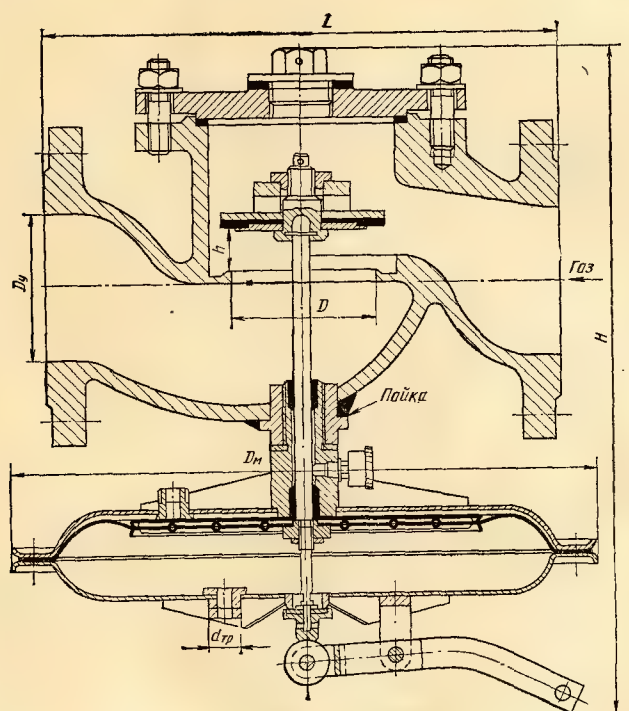
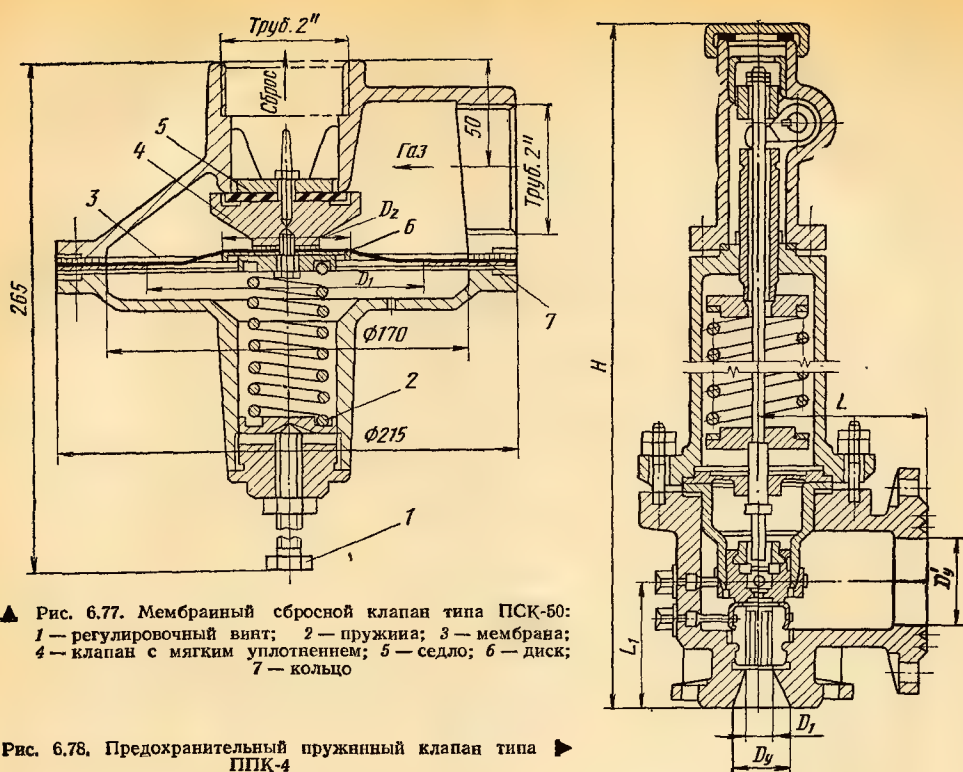


Рис. 6.79. Клапан блокировки газа и воздуха типа КБ-МЗ

В отдельных случаях для быстрого прекращения поступления газа при перерыве в подаче воздуха предохранительный запор-

Рабочее давление под мембраной, кгс/м ²	500
Давление срабатывания без грузов на штоке, кгс/м ²	15
Диапазон настройки с комплектом грузов, кгс/м ²	15—50
Грузовая характеристика, гс/(кгс/м ²)	18
Масса головки, кг	3,2

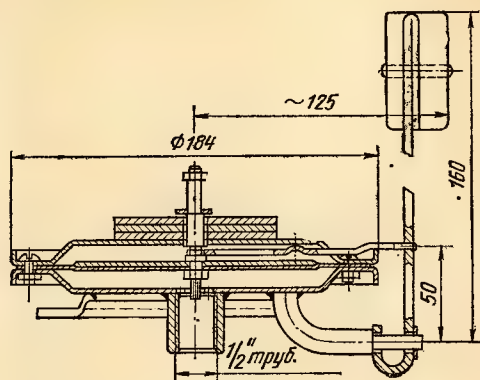


Рис. 6.80. Воздушная мембранная головка типа ВГ-2

ный клапан ПКН (ПКВ) оснащают дополнительной мембранной головкой типа ВГ-2, имеющей следующую характеристику:

Импульс снижения давления воздухопровода подается под мембрану ВГ-2. Перемещаясь, мембрана сбрасывает молоток, ударяющий по рычагу предохранительного запорного клапана, что вызывает отсечку поступления газа.

Фильтры

Для малых расходов газов применяют сетчатые фильтры диаметром 25 и 40 мм (рис. 6.81, а) на максимальное давление 16 кгс/см². Пропускная способность этих фильтров (в незагрязненном состоянии) при $\Delta p = 200$ кгс/м² и плотности газа $\rho_r = 1$ кг/м³ для $D_y = 25 \div 60$ и $D_y = 40$ мм — 90 м³/ч.

Волосяные чугунные фильтры представлены на рис. 6.81, б, в. Пропускная способ-

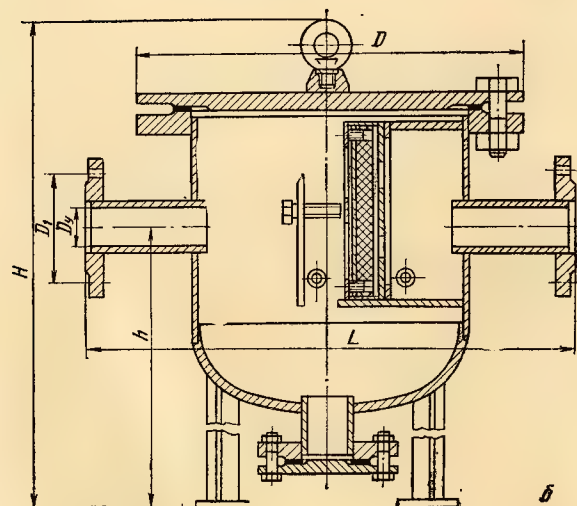
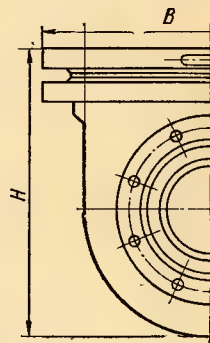
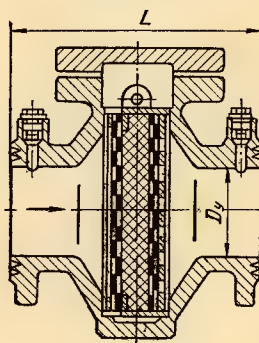
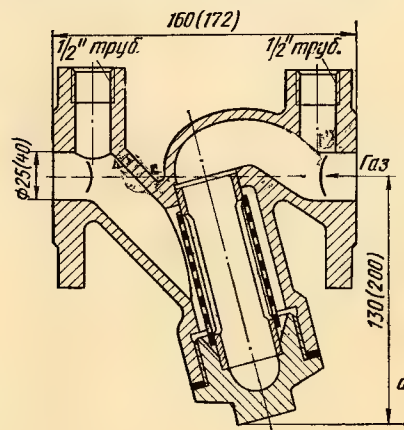


Рис. 6.81. Фильтры
а — $D_y = 25$ (40) мм с сетчатой кассетой; б — волосяной сварной; в — волосяной чугунный

ность (V_T) этих фильтров в чистом состоянии при $\Delta p = 200 \text{ кгс/см}^2$ и $\rho_r = 1 \text{ кг/м}^3$:

D_y , мм	80	100	150	200	300
V_T , м ³ /ч	240	330	750	1350	2850

При других условиях сопротивление, создаваемое газовому потоку волосяными фильтрами, Δp , кгс/см², равно:

$$\Delta p = 200 \left(\frac{V}{V_T} \right)^2 \frac{\rho}{\rho_r}, \quad (6.150)$$

где V — количество газа, протекающего через фильтр, м³/ч; ρ — плотность газа, кг/м³; ρ_r — абсолютное давление газа перед фильтром, кгс/см².

Фильтры волосяные с чугунным корпусом (табл. 6.62) применяют на рабочее давление до 12 кгс/см².

ТАБЛИЦА 6.63

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СВАРНЫХ ФИЛЬТРОВ
К РЕГУЛЯТОРАМ РДУК2 (рис. 6.81, б)

Маркировка фильтров	Размеры, мм						ρ_r , кгс/см ²	Рабочая площадь кассеты, м ²	Ем- кость, л	Макси- мальная пропуск- ная спо- собность*, тыс.м ³ /ч	Масса, кг
	D_y	D	D_1	L	H	h					
Ф17-50-6	50	435	110	600	525	—	6	0,014	25	7	67
ФГ9-50-12	50	460	125	600	585	—	17	0,014	25	9	94
ФГ15-100-6	100	535	170	850	1100	700	6	0,038	85	15	125
ФГ19-100-12	100	580	180	850	1190	700	12	0,038	85	19	185
ФГ36-200-6	200	860	280	1000	1620	700	6	0,130	350	86	400
ФГ46-200-12	200	910	295	1000	1620	700	12	0,130	350	46	567
ФГ80-300-6	300	1175	395	1400	1900	800	6	0,400	395	80	840
ФГ100-300-12	300	1255	400	1420	1900	800	12	0,400	395	100	1167

Примечания: 1. В маркировке фильтра ФГ — фильтр газовый; цифры — пропускная способность, тыс. м³/ч, условный проход, мм; рабочее давление, кгс/см².

2. Фильтры ФГ7-50-6 и ФГ9-50-12 изготовляют без опорных стоек.

* При $\Delta p = 500 \text{ кгс/см}^2$.

Глава 7 ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ [1—6]

1. Основные определения паротурбинных установок

Паротурбинные установки предназначены для преобразования тепловой энергии пара, получаемой в котле при сгорании топлива, в механическую энергию на валу турбины. На электрической станции механическая энергия превращается в электрическую энергию в электрическом генераторе.

Паротурбинная установка включает в общем случае паровую турбину, конденсационное устройство, регенеративные подогреватели питательной воды, деаэрактор, конденсатные и питательные насосы, трубопроводы с арматурой в пределах турбинной установки (рис. 7.1).

ТАБЛИЦА 6.62

РАЗМЕРЫ, мм, И МАССА
ЧУГУННЫХ ВОЛОСЯНЫХ ФИЛЬТРОВ
(рис. 6.81, а)

D_y , мм	B	L	H	Масса, кг
50	115	157	165	6
80	300	280	410	44
100	300	285	410	51
150	390	320	470	57
200	500	360	630	93
300	600	385	725	151

Сварные волосяные фильтры (табл. 6.63) применяют в случае больших расходов газа и рабочей температуры стенки 20—50 °С. В случае работы фильтров в условиях низких температур их корпуса выполняют из морозостойкой стали.

Паровые турбины применяют в качестве тепловых двигателей для различных машин: электрического генератора, воздуходувок, насосов, гребных винтов и т. д. Если паровая турбина предназначена для привода электрического генератора, то ее называют турбоагрегатом.

2. Классификация паровых турбин

В соответствии с характером теплового процесса паротурбинных установок ГОСТ 3618—69 установлены типы паровых турбин и номинальные значения их основных параметров, а также условная система их обозначений.

Паровые турбины по способу использования отработанного пара делятся на сле-

дующие типы: конденсационные; противодавленческие; конденсационные с одним или двумя регулируемы отборами пара; противодавленческие с регулируемым отбором пара.

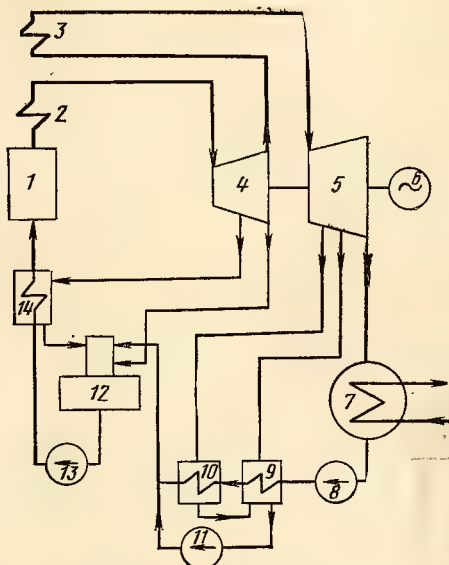


Рис. 7.1. Принципиальная схема паротурбинной установки с промежуточным перегревом пара для привода электрогенератора:

1 — парогенератор; 2 — основной пароперегреватель; 3 — промежуточный пароперегреватель; 4 — цилиндр высокого давления; 5 — цилиндр низкого давления; 6 — электрический генератор; 7 — конденсатор; 8 — конденсатный насос; 9, 10 — подогреватели низкого давления; 11 — дренажный насос; 12 — деаэратор; 13 — питательный насос; 14 — подогреватель высокого давления

Обозначение типа турбины состоит из буквенной и цифровой частей. В буквенной части применяют следующие обозначения: К — конденсационная турбина; Р — противодавленческая турбина; П — конденсационная турбина с регулируемым производственным отбором пара (давление в отборе составляет 4—15 кгс/см²); Т — конденсационная турбина с регулируемым отопительным (теплофикационным) отбором пара (давление в отборе 0,7—2,5 кгс/см²).

В цифровой части обозначения вначале приводится значение номинальной и максимальной мощности, выраженное в тысячах киловатт, затем — значение давления свежего пара перед турбиной; в турбинах с противодавлением, а также в турбинах с регулируемым производственным отбором пара приводятся также величины противодавления и давления в отборе.

Примеры основных обозначений турбин: турбина паровая К-6-35 — конденсационная турбина без регулируемого отбора пара мощностью 6000 кВт с начальным давлением 35 кгс/см²; турбина паровая Т-25-90 — конденсационная турбина с теплофикационным регулируемым отбором пара мощностью 25000 кВт с начальным давлением 90 кгс/см²; турбина паровая ПТ-60-90/13 — конденсационная турбина мощностью

60000 кВт с начальным давлением 90 кгс/см² и с двумя регулируемыми отборами пара — с производственным давлением 13 кгс/см² и теплофикационным 1,2 кгс/см²; турбина паровая Р-12-90/13 — турбина с противодавлением мощностью 12000 кВт с начальным давлением 90 кгс/см² и конечным давлением (противодавлением) 13 кгс/см².

ГОСТ 3618—69 предусматривает выпуск в Советском Союзе стационарных паровых турбин для привода электрических генераторов с номинальной частотой вращения 3000 об/мин. Типы турбин указаны в табл. 7.1—7.4. Данный ГОСТ распространяется на паровые турбины мощностью от 2,5 до 1200 тыс. кВт на абсолютное давление пара от 35 до 240 кгс/см² и не распространяется на турбины для атомных электростанций, а также на турбины с промежуточным вводом пара и турбины специального назначения. Для указанных турбин установленные ГОСТ 3618—69 параметры следует рассматривать как рекомендуемые.

Номинальное давление пара, поступающего из турбины на промежуточный перегрев, а также пределы отклонения от его номинального значения устанавливаются техническими условиями на поставку турбины.

В зависимости от конструктивных особенностей, направлений потока пара и других признаков паровые турбины различаются следующим образом:

1. По числу цилиндров: одно-, двух- и трехцилиндровые.

2. По числу ступеней: одноступенчатые и многоступенчатые.

3. По направлению потока пара:

а) аксиальные (осевые), в которых поток пара движется вдоль (параллельно) оси вала турбины, а рабочие лопатки размещены перпендикулярно этой оси;

б) радиальные, в которых поток пара движется в радиальном (в плоскости, перпендикулярной оси вала турбины) направлении, а рабочие лопатки расположены параллельно указанной оси;

в) комбинированные (радиально-аксиальные), в которых поток пара движется сначала в плоскости, перпендикулярной оси вала турбины, а затем параллельно этой оси.

4. По характеру преобразования энергии пара:

а) активные, в которых расширение пара, т. е. весь процесс превращения потенциальной энергии в кинетическую, совершается в каналах неподвижных лопаток или в соплах, закрепленных в корпусе турбины. Количество дисков в многоступенчатых одноцилиндровых активных турбинах обычно не превышает 18;

б) аксиальные реактивные, в которых превращение потенциальной энергии пара в кинетическую совершается не только в каналах неподвижных направляющих лопаток, закрепленных в корпусе, но и в каналах рабочих лопаток, закрепленных на роторе турбины. В этом случае на рабочих лопатках происходит не только использование реакции вытекающей струи пара, но и преобразование кинетической энергии па-

ТАБЛИЦА 7.1

ПАРОВЫЕ КОНДЕНСАЦИОННЫЕ ТУРБИНЫ БЕЗ РЕГУЛИРУЕМЫХ ОТБОРОВ ПАРА
(ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ В СООТВЕТСТВИИ С ГОСТ 3618—69)

Типоразмер турбины	Мощность, кВт		Номинальные значения параметров			
	номинальная	максимальная	начальные параметры пара		Температура воды, °С	
			абсолютное давление, кгс/см ²	температура, °С	питательной*	охлаждающей
К-4-35	4 000	4 000	35	435	145±10	20
К-6-35	6 000	6 000	35	435	145±10	20
К-12-35	12 000	12 000	35	435	145±10	20
К-25-90	25 000	25 000	90	535	215±10	10

* После регенеративного подогрева (пределы отклонений) ±10 °С.

ТАБЛИЦА 7.2

ПАРОВЫЕ КОНДЕНСАЦИОННЫЕ ТУРБИНЫ С РЕГУЛИРУЕМЫМИ ОТБОРАМИ ПАРА
(ТИПЫ РЕГУЛИРУЕМЫХ ОТБОРОВ И ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ
В СООТВЕТСТВИИ С ГОСТ 3618—69)

Типоразмер турбины	Мощность, кВт		Номинальные значения параметров				
	номинальная	максимальная	начальные параметры пара		величина отбора, т/ч	абсолютное давление пара в отборе, кгс/см ²	температура питательной воды, °С*
			абсолютное давление, кгс/см ²	температура, °С			

Теплофикационный отбор

T-2,5-35	2 500	2 750	35	435	14	1,2	145
T-4-35	4 000	4 400	35	435	22	1,2	145
T-6-35	6 000	6 600	35	435	30	1,2	145
T-12-35	12 000	13 000	35	435	65	1,2	145
T-25/30-90	25 000	30 000	90	535	90	1,2	215

Производственный и теплофикационный отборы

П-0,75-35/5	750	800	35	435	5	5	145
П-1,5-35/5	1 500	1 700	35	435	10	5	145
П-2,5-35/5	2 500	2 750	35	435	18	5	145
П-4-35/5	4 000	4 400	35	435	25	5	145
П-6-35/5	6 000	6 600	35	435	40	5	145
ПТ-12/15-35/10	12 000	15 000	35	435	40	1,2	145
	12 000	15 000	35	435	50	10	145
ПТ-12/15-90/7	12 000	15 000	90	535	25	1,2	215
	12 000	15 000	90	535	30	7	215
ПТ-12/15-90/10	12 000	15 000	90	535	25	1,2	215
	12 000	15 000	90	535	35	10	215
ПТ-25/30-90/10	25 000	30 000	90	535	50	1,2	215
	25 000	30 000	90	535	70	10	215

* После регенеративного подогрева (пределы отклонений ±10 °С). Температура охлаждающей воды 20 °С.

ТАБЛИЦА 7.3

ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ
(ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ В СООТВЕТСТВИИ С ГОСТ 3618—69)

Типоразмер турбины	Мощность, кВт		Номинальные значения параметров		
	номинальная	максимальная	начальные параметры пара		абсолютное давление пара за турбиной (противодавление), кгс/см ²
			абсолютное давление, кгс/см ²	температура, °С	
Р-1,5-35/3	1 500	1 650	35	435	3
Р-1,5-35/5	1 500	1 650	35	435	5

Типоразмер турбины	Мощность, кВт		Номинальные значения параметров		
	номинальная	максимальная	начальные параметры пара		абсолютное давление пара за турбиной (противодавление), кгс/см ²
			абсолютное давление, кгс/см ²	температура, °С	
P-1,5-35/10	1 500	1 650	35	435	10
P-1,5-35/15	1 500	1 650	35	435	15
P-2,5-35/3	2 500	2 750	35	435	3
P-2,5-35/5	2 500	2 750	35	435	5
P-2,5-35/10	2 500	2 750	35	435	10
P-2,5-35/15	2 500	2 750	35	435	15
P-4-35/1,2	4 000	4 400	35	435	1,2
P-4-35/3	4 000	4 400	35	435	3
P-4-35/5	4 000	4 300	35	435	5
P-4-35/10	4 000	4 400	35	435	10
P-4-35/15	4 000	4 400	35	435	15
P-6-35/1,2	6 000	6 600	35	435	1,2
P-6-35/3	6 000	6 600	35	435	3
P-6-35/5	6 000	6 400	35	435	5
P-6-35/10	6 000	6 600	35	435	10
P-6-90/31	6 000	6 600	90	535	31
P-12-35/1,2	12 000	13 300	35	435	1,2
P-12-35/5	12 000	12 800	35	435	5
P-12-90/7	12 000	12 800	90	535	7
P-12-90/13	12 000	12 800	90	535	13
P-12-90/18	12 000	12 800	90	535	18
P-12-90/31	12 000	12 300	90	535	31
P-25-90/18	25 000	28 500	90	535	18
P-25-90/31	25 000	28 500	90	535	31

ТАБЛИЦА 7.4

ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫМ ОТБОРОМ
(ТИПЫ РЕГУЛИРУЕМЫХ ОТБОРОВ И ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ
В СООТВЕТСТВИИ С ГОСТ 3618—69)

Типоразмер турбины	Мощность, кВт		Номинальные значения параметров				
	номинальная	максимальная	начальные параметры пара		абсолютное давление пара за турбиной (противодавление), кгс/см ²	величина отбора (пределы отклонений ±10 %), т/ч	абсолютное давление пара в отборе, кгс/см ²
			абсолютное давление, кгс/см ²	температура, °С			
ПР-6-35/5/1,2	6 000	6 600	35	435	1,2	40	5
ПР-6-35/10/1,2	6 000	6 600	35	435	1,2	50	10
ПР-6-35/10/5	6 000	6 600	35	435	5	50	10
ПР-6-35/15/5	6 000	6 600	35	435	5	40	15
ПР-12/15-35/15/5	12 000	15 000	35	435	5	80	15
ПР-12/15-90/15/7	12 000	15 000	90	535	7	75	15
ПР-25/30-90/10/0,9	25 000	30 000	90	535	0,9	65	10

ра в механическую энергию вращения ротора турбины. Эти турбины выполняют только многоступенчатыми — в пределах 20—40 ступеней. Ввиду большого числа реактивных ступеней у таких турбин рабочие лопатки крепят на барабане ротора. Диафрагмы у реактивных турбин отсутствуют; их роль выполняют направляющие лопатки, аналогичные рабочим лопаткам, укрепленные в корпусе турбины;

в) комбинированные или активно-реактивные, которые состоят из двухвечного диска Кертиса в качестве первой (регулирующей) ступени и нескольких реактивных ступеней (или нескольких активных и реактивных ступеней). На диске Кертиса срывается тепловой перепад в пределах 20—40 % от общего перепада тепла в турбине и давление пара снижается на 65—80 % по сравнению с номинальным;

г) радиальные реактивные (типа Юнгст-рем), не имеющие неподвижных направляющих лопаток и сопел; у этих турбин расширение пара происходит только в подвижных лопатках, из которых половина венцов вращается в противоположном направлении. У некоторых таких турбин одна либо две последние ступени с целью увеличения мощности турбины выполнены аксиально-реактивными;

д) радиальные реактивные (типа Сименс), которые имеют неподвижные направляющие лопатки и сопла, закрепленные в корпусе, и подвижные рабочие лопатки, закрепленные на дисках ротора турбины. Здесь превращение потенциальной энергии пара в кинетическую происходит в каналах направляющих лопаток корпуса и в каналах рабочих лопаток ротора.

5. По принципу регулирования расхода пара через турбину:

а) с дроссельным регулированием: все количество пара, поступающего в турбину, после стопорного клапана проходит только через один (общий) регулирующий дроссельный клапан, после него пар направляется в сопловую камеру, а из нее — на рабочие лопатки. При дросселировании энтальпия пара практически не изменяется, но давление и располагаемый перепад тепла существенно уменьшаются;

б) дроссельно-сопловое регулирование, когда, кроме общего дроссельного автоматического клапана, имеются еще два клапана для ручного управления впуском свежего пара к соплам регулирующей ступени турбины. Клапаны ручного управления должны быть полностью закрыты или полностью открыты (частичное их открытие запрещается);

в) с сопловым регулированием, когда выпуск свежего пара в турбину осуществляется несколькими последовательно открывающимися регулирующими клапанами. Через каждый клапан пар поступает только к своей группе сопел, которые предназначены для поддержания некоторой части мощности турбины. При номинальной нагрузке все регулирующие клапаны открыты полностью. У конденсационных турбин с сопловым регулированием количество регулирующих клапанов обычно не превышает семи и устанавливается в зависимости от нагрузочных режимов работы турбины;

г) с обводным регулированием впуска пара, кроме подвода свежего пара к соплам первой ступени через дроссельный клапан, имеется еще обводной (байпасный) подвод свежего пара к одной или двум промежуточным ступеням турбины.

Кроме перечисленных признаков могут быть и другие, которые должны входить в характеристику турбины.

3. Основные параметры турбин

Согласно ГОСТ 3618—69 под *номинальной мощностью турбины* понимается следующее:

1) для конденсационных турбин и турбин с противодавлением без регулируемых отборов пара (типов К и Р) — наибольшая мощность, которую турбина должна дли-

тельно развивать на зажимах электрогенератора при номинальных значениях всех других основных параметров и при использовании нерегулируемых отборов пара для внешних потребителей тепла, предусмотренных техническими требованиями;

2) для конденсационных турбин и турбин с противодавлением с одним или двумя регулируемыми отборами пара (типов П, Т, ПТ и ПР) — наибольшая мощность, которую турбина должна длительно развивать на зажимах электрогенератора при номинальных значениях всех других основных параметров, а также при отклонениях отдельных из них, допускаемых указанным стандартом.

Под максимальной мощностью турбины понимается:

1) для конденсационных турбин без регулируемых отборов пара (типа К) — наибольшая мощность, которую турбина должна длительно развивать на зажимах электрогенератора при номинальных значениях всех других основных параметров, при чистой проточной части и при отсутствии отбора пара для внешних потребителей тепла;

2) для конденсационных турбин с одним или двумя регулируемыми отборами (типов П, Т и ПТ) и для всех турбин с противодавлением (типов Р и ПР) — наибольшая мощность, которую турбина должна длительно развивать на зажимах электрогенератора при изменении количества отбираемого пара, а также при отклонениях от номинальных значений давлений пара в отборах или противодавления в пределах, допускаемых названным стандартом, и при номинальных значениях всех других основных параметров.

Начальными параметрами пара называются его давление и температура перед стопорным клапаном турбины, *давлением регулируемого отбора* — давление пара в отборном патрубке турбины перед запорной задвижкой, *температурой пара после промежуточного перегрева* — температура пара при входе в соответствующий приемный патрубок турбины, *величиной отбора* — количество пара, которое отдается турбиной для внешнего теплового потребления, кроме расхода пара на регенеративный подогрев питательной воды.

Под *номинальными величинами отборов пара* понимают величины отборов, которые должны обеспечиваться при номинальной мощности турбины, номинальных значениях всех остальных параметров и минимальном расходе пара в конденсатор (определено предельно допустимой температурой выхлопного патрубка турбины) для турбин типов Т и ПТ или при максимальном расходе пара для турбин типов П и ПР.

Согласно ГОСТ 3618—69 во внешнее тепловое потребление включается также расход пара: а) на подогрев до температуры 100 °С конденсата с производства, конденсата сетевых подогревателей и паропреобразователей, а также добавки химически очищенной воды; б) на подогрев питательной воды сверх 100 % от расхода пара на турбину.

Номинальной температурой питательной воды после регенеративного подогрева называется ее температура на выходе из последнего (по ходу воды) подогревателя при номинальных значениях всех основных параметров и при расходе этой воды, равном расходу пара на турбину, а номинальной температурой охлаждающей воды — температура воды на входе в конденсатор, при которой завод-изготовитель гарантирует расход пара или тепла турбинным агрегатом.

4. Предельные отклонения от номинальных значений основных параметров турбин

В соответствии с ГОСТ 3618—69 турбины должны допускать длительную работу при отклонениях начальных параметров пара и температуры пара после промежуточного перегрева от их номинальных значений в пределах, указанных ниже:

Абсолютное давление, кгс/см ² :		
номинальное значение	35	90
предельное отклонение	+2÷—3	±5
Температура, °С:		
номинальное значение	435	535
предельное отклонение	+10÷—15	+5÷—10

Пределы регулирования абсолютного давления пара в отборе и противодавления для турбин с регулируемыми отборами пара и с регулируемым противодавлением (путем соответствующей настройки регуляторов) должны соответствовать следующим значениям:

Номинальное абсолютное давление пара в отборе и противодавление, кгс/см ²	0,9	1,2	3	5	7	10	13	15	18	31
Предел регулирования абсолютного давления пара в отборе и противодавление, кгс/см ²	0,5	0,7	2	4	5	8	10	12	15	29
	2,5	2,5	4	7	9	13	16	18	21	33

Примечания: 1. В числителе нижний предел, в знаменателе — верхний.
2. В турбинах с регулируемым отбором пара при малых величинах какого-либо отбора допускается повышение давления сверх верхнего предела, если это оговорено ТУ на поставку турбин.

Номинальная мощность турбин типов Т и ПТ должна обеспечиваться при уменьшении величины теплофикационного отбора до нуля при номинальных значениях всех остальных параметров, за исключением давления в камере теплофикационного отбора, которое может повышаться в пределах, указанных выше.
В отдельных, технически обоснованных случаях по согласованию с заводом-изготовителем минимальная величина теплофи-

кационного отбора, при которой обеспечивается номинальная мощность турбины, может быть увеличена.
Номинальная мощность турбин типа РС номинальным давлением пара за турбиной (противодавлением) 1,2 кгс/см² должна обеспечиваться при повышении этого противодавления до верхнего предела его регулирования, т. е. до 2,5 кгс/см².

5. Мощность и коэффициенты полезного действия турбин

Работу паровых турбин оценивают по двум факторам:
а) по экономичности, характеризующей долей тепла, превращаемого в механическую работу, от всего подведенного к турбине тепла, заключенного в паре. Коэффициенты полезного действия, характеризующие экономичность турбины, называют абсолютными;
б) по степени совершенства турбины, определяемой сравнением ее с идеальным двигателем.
Коэффициенты полезного действия, характеризующие совершенство машины, называют относительными.
Процесс расширения пара в многоступенчатой турбине на i -S-диаграмме для отдельных групп ступеней давления с достаточной точностью характеризуется прямыми линиями (рис. 7.2).
В турбине со ступенями давления пар от начального до конечного давления расширяется в нескольких расположенных последовательно ступенях.
Пар от начального давления p_0 до конечного p_1 расширяется в соплах, а на лопатках активной турбины происходит преобразование кинетической энергии движущейся струи пара в механическую работу на валу турбины. Относительный внутренний η_{oi} для всей турбины опреде-

ляется отношением использованного теплосодержания к располагаемому:
$$\eta_{oi} = N_i / N_0, \quad (7.1)$$
где N_i — внутренняя мощность турбины, кВт; N_0 — располагаемая мощность турбины, кВт.
Для конденсационной турбины без регенеративных и регулируемых отборов пара располагаемая мощность турбины N_0 , кВт, определяется по формуле

$$N_0 = H_0 D, \quad (7.2)$$

где H_0 — располагаемый теплоперепад в турбине (рис. 7.2) от состояния пара перед стопорным клапаном до давления на выходе из турбины, ккал/кг; D — расход пара через турбину, кг/ч.

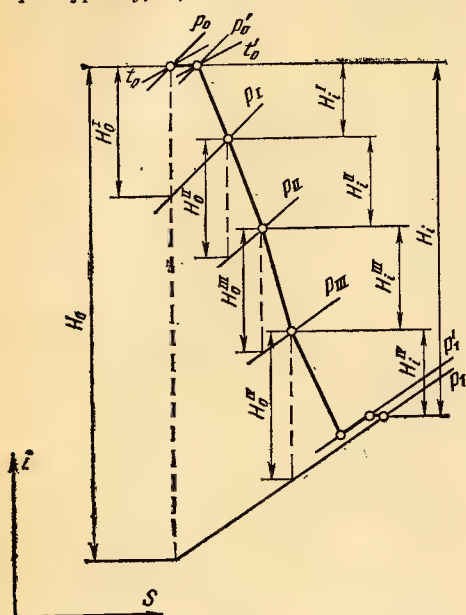


Рис. 7.2. Тепловой процесс турбины с тремя регулирующими отборами пара в i - S -диаграмме: $H_0^I-H_0^{IV}$ — располагаемые теплоперепады в отсеках I—IV турбины; $H_0^I-H_0^{IV}$ — использованные теплоперепады в отсеках I—IV турбины; p_1 — p_{III} — давление пара в отборах 1—3

Внутренняя мощность N_i , кВт, для конденсационной турбины без отборов пара определяется по формуле

$$N_i = H_i D, \quad (7.3)$$

где H_i — использованный теплоперепад в турбине, равный разности энтальпии свежего и отработавшего пара, ккал/кг (см. рис. 7.2).

Для турбин с отбором пара, где расход пара от первых ступеней к последним изменяется, мощности N_0 и N_i определяют как сумму соответствующих мощностей всех отсеков ступени. Отсек ступеней выбирают таким, чтобы внутри него расход пара оставался неизменным.

Внутренний к. п. д. отдельного отсека η_{oi} определяют по формуле

$$\eta_{oi} = H_i' / H_0.$$

При ориентировочных расчетах к. п. д. отсека турбины можно оценить по графику (рис. 7.3), на котором показана зависимость внутреннего относительного к. п. д. η_{oi} от объемного пропуска пара $D =$

$= \sqrt{v_1^n v_{2a}^n}$, где D — расход пара через отсек турбины, кг/ч; V_1^n — удельный объем пара перед первой ступенью отсека, м³/кг; V_{2a}^n — удельный объем пара на выходе из отсека при изоэнтропном расширении, м³/кг.

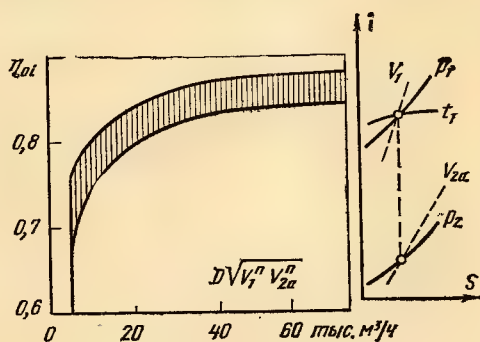


Рис. 7.3. Внутренний относительный к. п. д. отсека ступеней турбины

Значения внутреннего относительного к. п. д. для регулирующих ступеней по состоянию пара перед соплами ориентировочно можно принимать следующими: $\eta_{oi} \approx 0,76 \div 0,82$ для одновенечных ступеней; $\eta_{oi} \approx 0,68 \div 0,78$ для двухвенечных ступеней.

Для построения процесса в i - S -диаграмме для всей турбины потери давления на дросселирование пара при расчетном режиме оцениваются ориентировочно следующим образом:

1) в стопорном и регулирующих клапанах

$$\Delta p_0 = p_0 - p_0' = (0,03 \div 0,05) p_0, \quad (7.4)$$

где Δp_0 — потери давления пара, кгс/см²; p_0 — давление пара перед стопорным клапаном, кгс/см²; p_0' — давление за регулирующими клапанами, кгс/см²;

2) в перепускных трубопроводах между корпусами турбины

$$\Delta p_{п.т} = (0,02 \div 0,05) p_{п.т}, \quad (7.5)$$

где $\Delta p_{п.т}$ — потери давления в перепускных трубопроводах, кгс/см²; $p_{п.т}$ — давление в перепускных трубопроводах, кгс/см²;

3) в газовом промежуточном пароперегревателе и трубопроводах между турбиной и пароперегревателем

$$\Delta p_{п.п} = 0,1 p_{п.п}, \quad (7.6)$$

где $\Delta p_{п.п}$ — потери давления в промежуточном пароперегревателе и трубопроводах между турбиной и пароперегревателем, кгс/см²; $p_{п.п}$ — давление пара перед промежуточным пароперегревателем, кгс/см²;

4) в органах парораспределения перед частью среднего давления (ч. с. д.) или частью низкого давления (ч. н. д.)

$$\Delta p_p = (0,02 \div 0,04) p, \quad (7.7)$$

где Δp_p — потери давления в органах парораспределения, кгс/см²; p — давление пе-

ред регулирующими клапанами ч. с. д. или ч. н. д., кгс/см².

В современных турбинах потери давления в выходном патрубке конденсационных турбин близки к нулю.

Относительный эффективный к. п. д. турбины $\eta_{0.e}$

$$\eta_{0.e} = \frac{N_e}{N_0} = \frac{N_i}{N_0} \frac{N_e}{N_i} = \eta_{0i} \eta_m, \quad (7.8)$$

где N_e — эффективная мощность турбины (мощность на муфте турбины), кВт; η_m — механический к. п. д. турбины.

Разность внутренней и эффективной мощности турбины составляет механические потери мощности ΔN_m турбины, которые складываются из потерь трения в подшипниках, затрат мощности на привод главного масляного насоса, регулятора скорости, на трение при вращении муфты: $N_i - N_e = \Delta N_m$.

Механический к. п. д. турбины

$$\eta_m = 1 - \frac{\Delta N_m}{N_i} = \frac{N_e}{N_i}. \quad (7.9)$$

Ориентировочные значения η_m приведены на рис. 7.4.

Относительный электрический к. п. д. турбогенератора

$$\eta_{0.a} = \frac{N_a}{N_0} = \frac{N_i}{N_0} \frac{N_e}{N_i} \frac{N_a}{N_e} = \eta_{0i} \eta_m \eta_{a.g}, \quad (7.10)$$

где N_a — электрическая мощность, развиваемая на зажимах электрического генератора,

ТАБЛИЦА 7. 5

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ ТРЕХФАЗНОГО ТОКА СЕРИИ Т2 С ВОЗДУШНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ ЗАВОДА «ЭЛЕКТРОСИЛА» МОЩНОСТЬЮ ДО 25 ТЫС. КВт

Показатели	Т2-0,75-2	Т2Б-1,5-2	Т2-2,5-2	Т2-4-2	Т2-6-2	Т2-12-2	Т2-25-2
Активная мощность, кВт . . .	750	1500	2500	4000	6000	12 000	25 000
Кажущаяся мощность, кВт . . .	938	1875	3125	5000	7500	15 000	31 250
Коэффициент мощности (cos φ) . . .	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
Номинальное напряжение, В . . .	400/230; 525; 6300	400;525; 3150; 6300	3150; 6300	3150; 6300	3150; 6300	6300; 10 500	6300; 10 500
Коэффициент полезного действия, %	93,5	94,5	95,0	96,0	96,4	97,0	97,4
Критическая частота вращения, об/мин	4630	3000	3300	1-я 2400; 2-я 5500	1-я 2400; 2-я 5500	1850	1-я 1660; 2-я 4500
Маховой момент Md^2 , тс·м ² . . .	0,18	0,24	0,5	0,6	1,3	2,6	4,94
Масса, т:							
ротора	1,6	2,3	3,8	4,1	6,2	9,5	17,5
статора	3,6	6,0	10,5	11,0	16,8	26,7	46,0

Примечания: 1. Приведенные данные действительны при температуре охлаждающего воздуха +40 °С.
2. Вращающий момент короткого замыкания принят десятикратным.
3. Генераторы рассчитаны на 3000 об/мин.
4. M — масса ротора, т; d — диаметр ротора, м.

тора, кВт; $\eta_{a.g}$ — к. п. д. электрического генератора.

В табл. 7.5 приведены значения $\eta_{a.g}$ для электрических генераторов с воздушным охлаждением завода «Электросила».

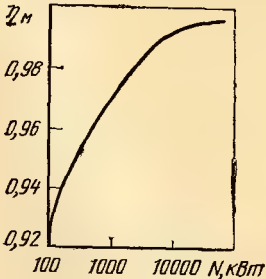


Рис. 7.4. Механический к. п. д. паровой турбины

Для характеристики работы конденсационной паротурбинной установки в целом используют понятия абсолютного к. п. д. установки и удельных расходов пара и тепла.

Абсолютный к. п. д. идеальной установки (термический к. п. д.) η_t без учета работы питательного насоса представляет собой отношение мощности идеальной турбины, работающей без потерь при изэнтропическом расширении, к секундному расходу тепла, подводенному к рабочему телу в парогенераторе:

$$\eta_t = N_0 / [D (I_0 - I_{п.в})], \quad (7.11)$$

где D — расход пара на турбину, кг/ч;

I_0 — энтальпия свежего пара перед турбиной, ккал; $I_{п.в}$ — энтальпия питательной воды на входе в парогенератор (при выходе из системы регенерации турбины), ккал.

Абсолютный внутренний к.п.д. η_i — отношение внутренней мощности к секунднему расходу тепла, подведенному к рабочему телу в парогенераторе:

$$\eta_i = N_i / [D (i_0 - i_{п.в})]. \quad (7.12)$$

Абсолютный внутренний к.п.д. связан с термическим и внутренним относительным к.п.д. соотношением

$$\eta_i = \eta_t \eta_{oi}. \quad (7.13)$$

Абсолютный эффективный к.п.д. η_e — отношение эффективной мощности к секунднему расходу тепла, подведенному к рабочему телу в парогенераторе:

$$\eta_e = N_e / [D (I_0 - I_{п.в})], \quad (7.14)$$

причем

$$\eta_e = \eta_t \eta_{o.e} = \eta_t \eta_{oi} \eta_m. \quad (7.15)$$

Абсолютный электрический к.п.д. η_a — отношение электрической мощности на зажимах генератора к секунднему расходу тепла, подведенному в парогенераторе:

$$\eta_a = N_a / [D (I_0 - I_{п.в})], \quad (7.16)$$

причем

$$\eta_a = \eta_t \eta_{o.a} = \eta_t \eta_{oi} \eta_m \eta_{a.g}. \quad (7.17)$$

6. Удельный расход пара и тепла на турбинную установку

Удельный расход пара на турбинную установку d_a , кг/(кВт·ч), — отношение расхода пара, подведенного к турбине за 1 ч, к электрической мощности, т. е. расход на выработку 1 кВт·ч электрической энергии:

$$d_a = D / N_a, \quad (7.18)$$

где D — расход пара, подведенного к турбине, кг/ч.

Удельный расход тепла на турбинную установку q_a , ккал/(кВт·ч), — расход тепла на выработанный 1 кВт·ч:

$$q_a = d_a (i_0 - i_{п.в}) = 3600 / \eta_a. \quad (7.19)$$

Все перечисленные выше характеристики приведены без учета работы питательного насоса. Численные значения удельных расходов пара на турбинные установки приведены в разделе 8 данной главы.

7. Количество охлаждающей воды для конденсатора

Количество охлаждающей воды для конденсатора паровой турбины $Q_{o.в}$, м³/ч, определяют на основе теплового баланса:

$$Q_{o.в} (c'' t''_в - c' t'_в) = Q_k (I_k - c_k t_k), \quad (7.20)$$

где c' , c'' — средние массовые теплоемкости охлаждающей воды при температуре до и

после конденсатора, ккал/(кг·°C); $c' = c'' = 4,19$ ккал/(кг·°C); $t'_в$, $t''_в$ — температура охлаждающей воды до и после конденсатора, °C; Q_k — количество отработавшего пара (конденсата), проходящего через конденсатор, м³/ч; I_k — энтальпия пара в конденсаторе, ккал; t_k — температура конденсата, °C; c_k — средняя массовая теплоемкость конденсата, ккал/(кг·°C); $c_k = 4,19$ ккал/(кг·°C).

Из приведенного теплового баланса следует, что количество охлаждающей воды

$$Q_{o.в} = \frac{Q_k (I_k - c_k t_k)}{c'' t''_в - c' t'_в}. \quad (7.21)$$

Кратность охлаждения $m_{охл}$ определяется отношением количества охлаждающей воды к количеству пара, проходящего через конденсатор:

$$m_{охл} = Q_{o.в} / Q_k. \quad (7.22)$$

Обычно кратность охлаждения принимают равной 50—90; при этом охлаждающая вода нагревается в конденсаторе примерно на 10—16 °C.

Поверхность охлаждения конденсатора S , м², определяют по обычной формуле для расчета теплообменников:

$$S = \frac{Q_k (I_k - c_k t_k)}{k (c'' t''_в - c' t'_в)} 2,3 \lg \frac{t_k - t'_в}{t_k - t''_в}, \quad (7.23)$$

где k — коэффициент теплопередачи в конденсаторе, зависящий от скорости охлаждающей воды и ее температуры, ккал/(м²·ч·°C). Большое влияние на величину коэффициента теплопередачи конденсатора оказывает загрязнение его поверхности нагрева и увеличение подсосов воздуха (нарушение герметичности). При нормальных условиях можно считать, что коэффициент теплопередачи находится в пределах 3,0—4,7 ккал/(м²·ч·°C).

8. Основные характеристики стационарных паровых турбин

В табл. 7.6—7.16 приведены основные характеристики турбин (технические, конструктивные, габаритные, по массе агрегатов, а также данные нерегулируемых отборов пара на регенерацию), выпускаемых в Советском Союзе, для привода электрических генераторов. Все турбины, перечисленные в этих таблицах, аксиальные, выполнены со ступенями активного типа. Парораспределение, как правило, сопловое.

В табл. 7.17—7.19 приведены гарантийные характеристики турбин с регулируемым теплофикационным отбором пара типа Т-25-90, турбин с регулируемым производственным и теплофикационным отборами пара типов ПТ-25/30-90/10, ПТ-12/15-90/10 и турбин с противодавлением и регулируемым производственным отбором пара типа ПР-25-90/10/0,9.

ТАБЛИЦА 7.6

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПАРОВЫХ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ТУРБИН
БЕЗ РЕГУЛИРУЕМЫХ ОТБОРОВ ПАРА

Показатели	К-6-35 (модель 1)	К-6-35	К-12-35	К-25-90
Завод-изготовитель	НЗЛ	КТЗ	КТЗ	ЛМЗ
Число нерегулируемых отборов . .	3	3	3	6
Давление отработавшего пара, кгс/см ²	0,04	0,05	0,05	0,04
Расход охлаждающей воды, м ³ /ч . .	2000	1970	3460	5000
Расход свежего пара при номиналь- ной нагрузке, т/ч	28,5	27,2/25,0*	53,2/48,0*	106
Удельный расход тепла при номи- нальной нагрузке, ккал/(кВт·ч) . .	2930	2930	2820	2460
Удельный расход пара при номиналь- ной нагрузке, ккал/(кВт·ч)	4,75	4,53/4,17*	4,44/4,0*	4,25
Максимальный расход пара, т/ч . .	28,5	27,2	53,2	106
Число цилиндров	1	1	1	1
» ступеней	16	—	—	19
Формула проточной части	К+15Д**	К+15Д	—	К+18Д
Ротор высокого давления:				
критическая частота вращения, об/мин	1800	—	—	2180
полная длина, мм	4217	—	—	5463
пролет между осями подшипников, мм	2900	—	—	4138
наибольший диаметр по вершинам лопаток, мм	1360	—	—	2110
масса, т	5,2	4,85	6,96	13,4
Ротор низкого давления:				
средний диаметр последней ступе- ни, мм	1245	—	—	—
длина рабочих лопаток последней ступени, мм	230	—	—	—
масса, т	—	—	—	—
Полная длина, мм:				
турбины	4795	—	—	7074
турбоагрегата	9781	9606	10 950	14 058
Частота вращения валоповоротного устройства, об/мин	1,5	Валоповоротный механизм		4
Общая масса турбины, т	45	30	39,7	130
Масса наиболее тяжелой части тур- бины, т:				
при монтаже	11	10	14	35
при ремонте	10	—	—	16
Высота фундамента турбоагрегата, мм	5500	4500	7000	—
Наименьшая высота подъема крюка мостового крана над полом машин- ного вала, мм	4800	4500	4500	6250
Число конденсаторов	1	1	1	1

Примечание. НЗЛ — производственное объединение «Невский завод им. В. И. Ленина», г. Ленинград; КТЗ — Калужский турбинный завод; ЛМЗ — Ленинградский металлический завод.

* В числителе — расход пара при режимах с регенерацией, в знаменателе — при чисто конденсационном режиме;

** Регулирующая ступень — колесо скорости (К) и 15 ступеней давления (Д).

ТАБЛИЦА 7.7

**НЕРЕГУЛИРУЕМЫЕ ОТБОРЫ ПАРА НА РЕГЕНЕРАЦИЮ
ПРИ НОМИНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРАХ ПАРА И МОЩНОСТИ
ПАРОВЫХ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ТУРБИН (БЕЗ РЕГУЛИРУЕМЫХ ОТБОРОВ ПАРА)**

Типоразмер турбины	Номер отбора пара на подогреватель, деаэрактор или испаритель	Отбор за ступенью (номер)	Греющий пар		
			давление, кгс/см ²	температура, °С	количество, т/ч
К-4-35	1 (ПВД № 2)	5	4,65	240	0,28
	2 (деаэрактор)	8	2,1/1,2	165	0,70
	3 (ПНД № 1)	11	0,7	89,5	1,3
К-6-35 (Модель I)	1 (ПВД № 2)	5	4,85	253	2,1
	2 (деаэрактор)	8	2,03/1,2	149	0,79
	3 (ПНД № 1)	11	0,68	89	2,2
К-25-90	1 (ПВД № 5)	1	33,6	397	7,0
	2 (ПВД № 4)	5	18,6	330	7,8
	3 (деаэрактор)	8	10,7/6,0	272	0,6
	4 (ПНД № 3)	10	6,6	224	6,1
	5 (ПНД № 2 и испаритель 1-й ступени)	14	2,1	128	2,6/3,9
	6 (ПНД № 1)	17	0,5	80	4,5

ТАБЛИЦА 7.8

**ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПАРОВЫХ ТУРБИН
С ПРОИЗВОДСТВЕННЫМ ОТБОРОМ ПАРА**

Показатели	П-0,75-35/5	П-1,5-35/5	П-2,5-35/5	П-4-35/5	П-6-35/5	П-6-35/5 модель II)
Завод-изготовитель	КТЗ	КТЗ	КТЗ	НЗЛ	КТЗ	НЗЛ
Число нерегулируемых отборов пара	2	2	2	1	2	1
Давление отработавшего пара, кгс/см ²	0,05	0,05	0,05	0,04	0,05	0,04
Расход охлаждающей воды, м ³ /ч	300	550	770	1400	1850	2000
Температура пара производственного отбора, °С	250	250	250	257	230	244
Расход свежего пара, * т/ч	9,8 (4,9)	17,5 (9,25)	26,2 (13,1)	36 (20,6)	55,8 (28,2)	53,8 (29,8)
Удельный расход пара*, кг/(кВт·ч)	13,1	11,6	10,5	9	9,3	8,97
Число ступеней	9	9	15	14	17	14
Формула проточной части:						
для ЧВД	К+3Д	К+3Д	К+4Д	К+5Д	К+6Д	К+5Д
для ЧНД	Р+4Д**	Р+4Д	Р+9Д	К+7Д	Р+9Д	К+7Д
Ротор турбины:						
критическая частота вращения, об/мин	3160	3020	1885	1800	2075	1800
полная длина, мм	2200	2228	3230	4247	3641	4247
пролет между осями подшипников, мм	1745	1773	2819	2930	3103	2930
средний диаметр последней ступени, мм	612	632	1035	1161	1212	1245
длина рабочих лопаток последней ступени, мм	64	93	162	179	282	230
наибольший диаметр по вершинам лопаток, мм	676	725	1197	1340	1494	1475
масса, т	0,8	0,9	3,2	4,7	5,0	5,1
Полная длина, мм:						
турбины	2560	2588	3785	4765	4496	4765
турбоагрегата	7407	7995	8120	9462	9878	9820

Показатели	П-0,75-35/5	П-1,5-35/5	П-2,5-35/5	П-4-35/5	П-6-35/5	П-6-35/5 (модель II)
Частота вращения валоповоротного устройства, об/мин	Валоповоротного устройства нет		Ручной привод		Гидравлический привод 31,5 (с масло-системой)	Ручной привод 43,7
Общая масса турбины, т .	12	14 (с редуктором и масло-системой)	22,5 (с масло-системой)	43,7	31,5 (с масло-системой)	43,7
Масса наиболее тяжелой части турбины, т:						
при монтаже	3,5	5,8	9	11	10	11
при ремонте	2,5	2,5	5,5	8	7	8
Высота фундамента турбоагрегата, мм	3120	3120	4725	5500	4500	5500
Наименьшая высота подъема крюка мостового крана над полом машинного зала, мм	2300	2300	4000	4800	4500	4800

Примечания: 1. $N_{\max} = 1,2N_{\text{ном}}$.

2. Турбины типов П-0,75-35/5 и П-1,5-35/5 имеют частоту вращения 8000 об/мин и работают через редуктор.

3. Параметры свежего пара 35 кгс/см² и 435 °С.

4. Температура охлаждающей воды 20 °С.

5. Турбины выполнены одноцилиндровыми.

* При номинальных нагрузке и величине производственного отбора (в скобках расход свежего пара при номинальной нагрузке, конденсационный режим).

** Регулирующая ступень — ступень давления (Р) и 4 ступени давления (Д).

ТАБЛИЦА 7.9

**НЕРЕГУЛИРУЕМЫЕ ОТБОРЫ ПАРА НА РЕГЕНЕРАЦИЮ ПАРОВЫХ ТУРБИН
С ПРОИЗВОДСТВЕННЫМ ОТБОРОМ ПАРА
(ПРИ НОМИНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРАХ ПАРА, РЕГУЛИРУЕМОГО ОТБОРА И МОЩНОСТИ)**

Типоразмер турбины	Номер отбора пара из подогревателя и деаэратор	Отбор за ступенью (номер)	Греющий пар		
			давление, кгс/см ²	температура, °С	количество, т/ч
П-0,75-35/5	1, регулируемый, ПВД	4	5,0	250	0,8
	2, деаэратор	5	1,2	130	0,6
	3, ПНД	6	1,05	120	0,1
П-1,5-35/5	1, регулируемый, ПВД	4	5,0	250	1,4
	2, деаэратор	5	1,2	130	1,15
	3, ПНД	7	1,05	120	0,116
П-2,5-35/5	1, регулируемый ПВД	5	5,0	250	2,16
	2, деаэратор	9	1,2	130	1,84
	3, ПНД	11	1,05	120	—
П-4-35/5	1, регулируемый, ПВД	6	5	257	2,3
	1, регулируемый, деаэратор	6	5/1,2		0,5
	2, ПНД	9	0,7	132	1,2
П-6-35/5	1, регулируемый, ПВД	7	5,0	240	4,76
	2, деаэратор	13	1,2	130	4,16
	3, ПНД	15	1,05	120	0,095
П-6-35/5 (модель II)	1, регулируемый, ПВД	6	5,0	244	3,3
	1, регулируемый, деаэратор		5/1,2		
	2, ПНД	9	0,7	108	2,05

ТАБЛИЦА 7.10

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПАРОВЫХ ТУРБИН
С ТЕПЛОФИКАЦИОННЫМ ОТБОРОМ ПАРА

Показатели	Т-4-35	Т-6-35	Т-12-35	Т-25/30-90 (модель 4)	Т-25/30-90 (модель 5)
Завод-изготовитель	НЗЛ	НЗЛ	БМЗ	БМЗ	ТМЗ
Число нерегулируемых отборов	2	2	2	4	5
Давление отработавшего пара, кгс/см ²	0,04	0,05	0,04	0,035	0,05
Расход охлаждающей воды, м ³ /ч	1400	1850	2800	5000	5000
Температура пара теплофика- ционного отбора, °С	127—185	127—185	166	104	104
Расход свежего пара*, т/ч	28,4 (19,6)	42,3 (27,9)	81,5 (56,5)	135 (103)	130 (100)
Удельный расход пара*, кг/(кВт·ч)	7,1	7,05	6,64	5,42	5,16
Максимальный расход пара, т/ч:					
через ЧВД	32	47,6	90	159	150
через ЧНД	17	25	80	100	80
Число цилиндров	1	1	1	1	1
Число ступеней	15	15	16	20	25
Формула проточной части:					
для ЧВД	К+8Д	К+8Д	К+11Д	К+15Д	Р+21Д
для ЧНД	Р+5Д	Р+5Д	Р+3Д	Р+3Д	Р+2Д
Ротор турбины:					
критическая частота					
вращения, об/мин	1940	1840	2000	1850	1709
полная длина, мм	4247	4247	4500	5850	7207
пролет между осями под- шипников, мм	2930	2930	3437	4525	5000
средний диаметр послед- ней ступени, мм	1161	1245	1525	1678	1678
длина рабочих лопаток по- следней ступени, мм	179	230	320	432	462
наибольший диаметр по вершинам лопаток, мм . . .	1340	1475	1845	2110	2140
масса, т	4,7	5,15	7,67	14,6	15,4
Полная длина, мм:					
турбины	4825	4765	6100	7460	8160
турбоагрегата	9470	9820	12 194	16 000	16 300
Частота вращения валопово- ротного устройства, об/мин .	Ручной привод		5	4,3	4,25
Общая масса турбины, т	41,4	43,4	66	140	140
Масса наиболее тяжелой части турбины, т:					
при монтаже	10,5	13,8	16	37	35
при ремонте	7,6	10	10	25	23
Высота фундамента турбоагре- гата, мм	5500	5500	7000	8000	8000
Наименьшая высота подъема крюка мостового крана над полом машинного зала, мм . .	4800	4800	5500	6520	6200

Примечания: 1. $N_{\max} = 1,2N_{\text{ном}}$.

2. Температура охлаждающей воды 20 °С.

3. БМЗ — Брянский машиностроительный завод; ТМЗ — турбомоторный завод (г. Свердловск).

* При номинальных нагрузке и величине теплофикационного отбора (в скобках расход свежего пара при номинальной нагрузке, конденсационный режим).

ТАБЛИЦА 7.11

НЕРЕГУЛИРУЕМЫЕ ОТБОРЫ ПАРА НА РЕГЕНЕРАЦИЮ ПАРОВЫХ ТУРБИН
С ТЕПЛОФИКАЦИОННЫМ ОТБОРОМ ПАРА
(ПРИ НАЧАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРАХ ПАРА, РЕГУЛИРУЕМОГО ОТБОРА И МОЩНОСТИ)

Типоразмер турбины	Номер отбора пара на подогреватель и деаэратор	Отбор за ступенью (номер)	Греющий пар		
			давление, кгс/см ²	температура, °С	количество, т/ч
Т-4-35	1, ПВД	4	5,98	268	2,57
	2, регулируемый, деаэратор	9	1,2	127	—
	3, ПНД	10	0,65	99	1,41
Т-6-35	1, ПВД	4	6,85	265	4,2
	2, регулируемый, деаэратор	9	1,2	132	—
	3, ПНД	10	0,66	88	2,17
Т-12-35	1, ПВД	6	7,13	297	7,55
	2, регулируемый, деаэратор	12	1,2	110	1,2
	3, ПНД	14	0,278	67	0,2
Т-25/30-90 (модель 4)	1, ПВД № 5	5	25,7	360	7,9
	1, ПВД № 4	8	14,4	293	7,4
	2, деаэратор	8	14,4/6	293	2,3
	3, ПНД № 3	12	5,5	193	9+2,4*
	4, регулируемый, ПНД № 2	16	1,2	104	—
	5, ПНД № 1	18	Отключен		1,2*
Т-25/30-90 (модель 5)	1, ПВД № 5	9	27,2	395	2,65+2,5*
	2, ПВД № 4	13	18,8	340	7,6
	3, деаэратор	16	11,7/6	300	1,3+1,5*
	4, ПНД № 3	19	4,2	205	7,5
	5, регулируемый, ПНД № 2	22	1,2	104	1,3
Т-25/30-90 (модель 5)	6, ПНД № 1	23	Отключен		1,5*

* Пар из уплотнений.

ТАБЛИЦА 7.12

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПАРОВЫХ ТУРБИН С ПРОИЗВОДСТВЕННЫМ
И ТЕПЛОФИКАЦИОННЫМ ОТБОРОМ ПАРА

Показатели	ПТ-12/15-35/10	ПТ-12/15-90/10	ПТ-25/30-90/10	
			(модель 3)	(модель 4)
Завод-изготовитель	БМЗ	КТЗ	ТМЗ	ТМЗ
Число нерегулируемых отборов	2	2	3	4
Давление отработавшего пара, кгс/см	0,04	0,035	0,035	0,05
Расход охлаждающей воды, м ³ /ч	2800	2000	5000	5000
Производственный отбор пара:				
давление, кгс/см ²	10	10	10	10
температура, °С	290	283	257	278
Теплофикационный отбор пара:				
давление, кгс/см ²	1,2	0,7—2,5	1,2	1,2
температура, °С	104	112	104	110
Расход свежего пара* ¹ , т/ч	119	82,6	167	160
Удельный расход пара, * ¹ кг/(кВт·ч)	9,1	6,85	6,66	6,40
Величина максимального отбора пара* ² , т/ч	80/65	47,4/25	130/100	125/02

Показатели	ПТ-12/15-35/10	ПТ-12/15-90/10	ПТ-25/30-90/10	
			(модель 3)	(модель 4)
Расход пара при номинальной нагрузке ^{*3} , т/ч	113/81,5/57	82/61,2/52,4	185/140/104	181/131/99
Максимальный расход пара, т/ч:				
через ЧВД	115	91	200	190
через ЧСД	85	38	120	113
через ЧНД	50	39	100	80
Число цилиндров	1	1	1	1
Число ступеней	15	19	19	24
Формула проточной части:				
ЧВД	К+3Д	К+6Д	К+8Д	Р+15Д
ЧСД	Р+6Д	Р+6Д	Р+5Д	Р+4Д
ЧНД	Р+3Д	Р+4Д	Р+3Д	Р+2Д
Ротор:				
критическая частота вращения, об/мин	2000	1620	1800	1750
полная длина, мм	4500	—	6556	7207
пролет между осями подшипников, мм	3437	3742	4671	5000
средний диаметр последней ступени, мм	1525	1212	1678	1678
длина рабочей лопатки последней ступени, мм	320	282	432	447
наибольший диаметр по вершинам лопаток, мм	1845	1494	2120	2130
масса, т	8,5	6,3	14,5	15,3
Полная длина, мм:				
турбины	6100	5015	7607	8160
турбоагрегата	18 194	11 346	16 000	16 300
Частота вращения валаповоротного устройства, об/мин	3	0,5	4,3	4,25
Общая масса турбины, т	68	53,6	141	140,5
Масса наиболее тяжелой части турбины, т:				
при монтаже	16	11	37	35
при ремонте	10	12,5	25	23
Высота фундамента турбоагрегата, мм	7000	7000	8000	8000
Наименьшая высота подъема крюка мостового крана над полом машинного зала, мм	5500	4500	6520	6200

Примечания: 1. $N_{\max} = 1,2 N_{\text{ном}}$.

2. Номинальная температура охлаждающей воды 20 °С.

^{*1} При номинальных нагрузке и величинах обоих отборов.

^{*2} В числителе — производственный отбор, в знаменателе — теплофикационный.

^{*3} Первая цифра — с максимальным производственным отбором (теплофикационный отбор включен), вторая цифра — с максимальным теплофикационным отбором (производственный отбор исключен), третья цифра — расход пара при номинальной нагрузке (конденсационный режим).

ТАБЛИЦА 7.13

НЕРЕГУЛИРУЕМЫЕ ОТБОРЫ ПАРА НА РЕГЕНЕРАЦИЮ ПАРОВЫХ ТУРБИН
С ПРОИЗВОДСТВЕННЫМ И ТЕПЛОФИКАЦИОННЫМ ОТБОРАМИ ПАРА
(ПРИ НОМИНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРАХ ПАРА, РЕГУЛИРУЕМЫХ ОТБОРОВ И МОЩНОСТИ)

Типоразмер турбины	Номер отбора пара на подогреватели и деаэраторы	Отбор за ступенью (номер)	Греющий пар		
			давление, кгс/см ²	температура, °С	количество, т/ч
ПТ-12/15-35/10	1, ПВД	5	5,75	260	9,5
	2, деаэратор	11	1,2*	110	3,5
	3, ПНД	13	0,1	44	0,7
ПТ-12/15-90/10	1, ПВД № 5	5	25,6	405	4,4
	2, ПВД № 4	9	15,2	345	4,9
	3, деаэратор*	12	10/6	300	0,2+1,7**
	4, ПНД № 3	15	3,3	210	2
	5, ПНД № 2*	19	1,2	130	0,8
	6, ПНД № 1	21	0,074	40	1,1+1,1**
ПТ-25/30-90/10 (модель 3)	1, ПВД № 5	5	21,5	343	11,4
	2, ПВД № 4*	9	10	257	4,1
	2, деаэратор*		10/6	257	4,0
	3, ПНД № 3	12	3,3	168	4,1
	4, ПНД № 2*	15	1,2	104	1,4
	5, ПНД № 1	17		Отключен	
ПТ-25/30-90/10 (модель 4)	1, ПВД № 5	9	27	391	5,65+2,55**
	2, ПВД № 4	13	16	300	8,6
	3, деаэратор*	16	10/6	278	1,5
	4, ПНД № 3	19	2,5	169	2,5
	5, ПНД № 2*	21	1,2	110	1,2
	6, ПНД № 1	22		Отключен	

* Количество пара на регенеративные подогреватели и деаэраторы из регулируемых отборов.

** Пар на уплотнений.

ТАБЛИЦА 7.14

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПАРОВЫХ ТУРБИН С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ

Типоразмер турбины	Завод-изготовитель	Параметры на выходе из турбины		Расход пара*, т/ч	Удельный расход пара*, кг/(кВт·ч)	Расход охлаждающей воды на маслоохладители, м ³ /ч
		номинальное давление на выходе и пределы регулирования, кгс/см ²	температура при номинальном противодавлении, °С			
P-1,5-15/3	КТЗ	3/2—4	190	21,8	14,5	40
P-1,5-15/6	КТЗ	6/4—7	260	35,2	23,4	40
P-1,5-35/11	КТЗ	11/8—13	313	26,6	17,75	40
P-1,5-35/15	КТЗ	15/13—17	345	35,5	23,65	40
P-2,5-35/3	КТЗ	3/2—4	200	32,6	9,05	40
P-2,5/2,75-35/5	КТЗ	6/4—7	250	29,2	11,65	40
P-2,5-35/11	КТЗ	11/8—13	307	41,9	16,75	40
P-2,5-35/15	КТЗ	15/13—17	342	56,3	22,5	40
P-4/4,4-35/3	КТЗ	3/2—4	192	35,6	8,9	40
P-4-35/6	КТЗ	6/4—7	247	44,8	11,2	40
P-4/4,4-35/10	НЗЛ	11/8—13	—	70	7,5	40
P-4-35/11	КТЗ	11/8—13	306	65,0	16,25	40
P-4-35/15	КТЗ	15/13—17	338	85,4	21,35	40
P-6-35/3	КТЗ	3/2—4	186	50,5	8,4	40
P-6-35/5	КТЗ	5/4—7	226	60,0	10,0	40
P-6/6,4-35/5	НЗЛ	6/4—7	—	69,9	11,65	40
P-6-35/6	КТЗ	6/4—7	244	66,6	11,1	40
P-6/6,6-35/10	НЗЛ	10/8—13	293	87,7	14,6	40
P-6-35/11	КТЗ	11/8—13	301	93,5	15,55	40
P-6-90/31	НЗЛ	31/29—33	—	99,6	16,6	40
P-6-90/31	ТМЗ	31/29—33	—	97,7	16,3	40
P-12-35/5	КТЗ	5/4—7	224	114,7	9,56	40
P-12-90/7	КТЗ	7/5—9	245	87	7,47	30
P-12-90/13	КТЗ	13/10—16	305	113	9,4	30
P-12-90/18	КТЗ	18/15—21	340	131	10,9	30
P-12-90/31	КТЗ	31/29—33	401	189	15,7	30
P-25/30-90/18	ХТГЗ	18/15—21	—	255	10,02	500
P-25/30-90/31	ХТГЗ	31/29—33	—	360	14,4	500

* При номинальной нагрузке.

ТАБЛИЦА 7.15

**КОНСТРУКТИВНЫЕ И МОНТАЖНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
ПАРОВЫХ ТУРБИН С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ**

Типоразмер турбины	Число ступеней	Формула проточной части	Ротор турбины					Монтажные характеристики				
			критическая частота вращения, об/мин	полная длина, мм	пролет между осями подшипников, мм	наибольший диаметр по вершинам лопаток, мм	масса, т	полная длина турбины, мм	полная длина турбоагрегата, мм	общая масса турбины, т	масса наиболее тяжелой части турбины, т	высота подъема крюка мостового крана над полом машинного зала
P-1,5-15/3	—	—	—	—	—	—	1,9	—	—	16,0	5,5	4000
P-1,5-15/6	—	—	—	—	—	—	1,6	—	—	14,0	5,2	4000
P-1,5-35/11	—	—	—	—	—	—	1,6	—	—	15,0	5,0	4000
P-1,5-35/15	4	P+3Д	2240	2367	1952	894	1,5	2810	6864	15,0	4,0	3500
P-2,5-35/3	10	K+9Д	2350	2524	2110	920	2,0	3085	7416	17,8	5,0	4000
P-2,5/2,75-35/5	9	P+8Д	1930	2630	2218,5	922	2,0	3193	7520	17,5	5,0	4000
P-2,5-35/11	—	—	—	—	—	—	1,6	—	—	15,2	5,0	4000
P-2,5-35/15	—	—	—	—	—	—	1,6	—	—	15,4	6,0	4000
P-4/4,4-35/3	10	K+9Д	2350	2524	2110	920	2,0	3083	7990	17,5	5,0	4000
P-4-35/6	—	—	—	—	—	—	2,0	—	—	15,0	5,5	4000
P-4/4,4-35/10	6	P+5Д	4100	3158	1956	1139	1,6	3736	8400	17,5	5,0	4800
P-4-35/11	—	—	—	—	—	—	1,6	—	—	15,2	5,0	4000
P-4-35/15	—	—	—	—	—	—	1,6	—	—	15,4	6,0	4000
P-6-35/3	—	—	—	—	—	—	2,1	—	—	17,5	5,6	4000
P-6-35/5	—	—	—	—	—	—	2,1	—	—	17,5	5,6	4000
P-6/6,4-35/5	6	P+5Д	3800	3158	1956	1135,5	2,15	3678	8750	17,5	5,6	4800
P-6-35/6	—	—	—	—	—	—	2,1	—	—	17,5	5,6	4000
P-6/6,6-35/10	6	P+5Д	4100	3158	1956	1139	1,8	3678	8750	17,5	7,0	4800
P-6-35/11	—	—	—	—	—	—	1,8	—	—	17,4	6,0	4000
P-6-90/31	—	—	—	—	—	—	1,8	—	—	17,5	7,0	4800
P-6-90/31	13	K+12Д	2400	4870	2730	660	1,9	4870	10095	41,0	7,0	4100
P-12-35/5	—	—	—	—	—	—	3,0	—	—	25,0	7,0	4000
P-12-90/7	—	—	—	—	—	—	3,0	—	—	24,8	7,5	4000
P-12-90/13	—	—	—	—	—	—	2,5	—	—	22,0	4,5	4000
P-12-90/18	—	—	—	—	—	—	2,5	—	—	22,0	4,5	4000
P-12-90/31	5	K+4Д	3840	—	1898	900	2,3	—	9295	20,7	4,3	4000
P-25/30-90/18	10	P+9Д	3650	3936	3020	967	4,5	6375	14720	78,0	12,0	5860
P-25/30-90/31	8	P+7Д	3650	3936	3020	947	4,2	6375	14720	76,0	12,0	5860

ТАБЛИЦА 7.16

**ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПАРОВЫХ ТУРБИН
С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫМ ОТБОРОМ ПАРА**

Показатели	ПР-6-35/5/1,2	ПР-6-35/10/1,2	ПР-6-35/10/5	ПР-6-35/15/5	ПР-12-90/15/7
Завод-изготовитель	КТЗ	КТЗ	КТЗ	КТЗ	КТЗ
Номинальное давление пара на выходе и пределы регулирования, кгс/см ²	1,2/0,7-2,5		5/4-7		7/5-9
Температура пара при номинальном противодавлении, °С	130	130	243	235	268
Номинальное давление пара регулируемого отбора и пределы регулирования, кгс/см ²	5/4-7	10/8-13		15/13-17	15/12-18
Температура пара регулируемого отбора при номинальном давлении в отборе, °С	237	299	298	300	325
Номинальный расход пара, т/ч, при режиме:					
без отбора	41,5	41,5	63,6	62,6	101,0
с отбором	55,2	68,8	80,5	84,5	117,0

Показатели	ПР-6-35/5/1,2	ПР-6-35/10/1,2	ПР-6-35/10/5	ПР-6-35/15/5	ПР-12-90/15/7
Удельный расход пара при номинальной нагрузке, кг/(кВт·ч):					
без отбора	6,9	6,9	10,6	10,4	8,4
с отбором	9,2	11,5	13,4	14,1	9,75
Расход охлаждающей воды через маслоохладители, м³/ч	40	40	40	40	40
Масса, т:					
турбины	20,5	19,3	19,3	19,3	32,0
верхней половины корпуса с диафрагмами	7,0	7,0	7,0	7,0	7,0
ротора турбины	2,6	2,2	2,2	2,2	3,2
Высота расположения крюка крана над полом машинного зала, м	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5
Масса комплекта оборудования поставки КТЗ, т	29,0	27,5	27,5	27,5	42,0

ТАБЛИЦА 7.17

ГАРАНТИЙНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБИНЫ ТИПА Т-25-90 (МОДЕЛИ 5) ТМЗ

Мощность на валах генератора, кВт	К.п.д. генератора, %	Теплофикационный отбор		Температура питательной воды, °С	Удельный расход пара, кг/(кВт·ч)
		расход, т/ч	давление, кгс/см²		
15000	98,2	92	1,2	218	5,18
25000	98,2	37	1,2	210	4,44
20000	98,1	37	1,2	199	4,52
25000	98,0	37	1,2	187	4,84
25000*	98,2	0	—	204	3,95

* Регулятор давления в отборе выключен.

ТАБЛИЦА 7.18

ГАРАНТИЙНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАСХОДА ПАРА ТУРБИНЫ ТИПА ПР-25-90/10/0,9

Мощность на валах генератора, кВт	К.п.д. генератора, %	Количество пара из производственного отбора, т/ч	Давление в производственном отборе, кгс/см²	Удельный расход пара, кг/(кВт·ч)	Температура подогрева питательной воды, °С
25000	98,2	65	10,0	6,45	217
25000	98,2	40	10,0	5,90	215
25000*	98,2	0	10,0	5,10	210

* Регуляторы отбора выключены.

ТАБЛИЦА 7.19

ГАРАНТИЙНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБИН С РЕГУЛИРУЕМЫМИ ПРОИЗВОДСТВЕННЫМ И ТЕПЛОФИКАЦИОННЫМ ОТБОРАМИ ПАРА ТИПОВ ПТ-25/30-90/10 (ТМЗ) И ПТ-12/15-90/10 (КТЗ)

Типоразмер турбины	Мощность на валах генератора, кВт	К.п.д. генератора, %	Производственный отбор		Теплофикационный отбор		Температура питательной воды, °С	Удельный расход пара, кг/(кВт·ч)
			расход, т/ч	давление, кгс/см²	расход, т/ч	давление, кгс/см²		
ПТ-25/30-90/10 (модель 4)	25000	98,2	70	10	53	1,2	218	6,40
	25000	98,2	0	—	90	1,2	209	5,24
	25000*	98,2	0	—	0	—	197	3,96
	20000	98,1	46	10	37	1,2	207	6,15
	16000	98,0	36	10	36	1,2	201	6,40
ПТ-12/15-90/10	12000	97,0	35	10	25	1,2	215	6,85
	12000	97,0	—	—	—	—	215	4,36
	12000	97,0	—	—	—	—	48	3,69

* Регулятор давления в отборе выключен.

1. Конденсационные устройства

Конденсационные устройства предназначены для конденсации пара, отработавшего в паровых турбинах. В конденсационное устройство паровой турбины входят конденсатор, конденсатные насосы, циркуляционные насосы охлаждающей воды и воздухоотсасывающие устройства (пароструйные или водоструйные эжекторы, центробежные вакуумные насосы). В паротурбинных установках, как правило, используют конденсаторы поверхностного типа. Охлаждающая (циркуляционная) вода проходит через пучки трубок, расположенных в паровом пространстве конденсатора. Отработанный пар турбины, соприкасаясь с холодной поверхностью трубок, конденсируется, отдавая скрытую теплоту парообразования охлаждающей воде. В процессе конденсации удельный объем (т. е. объем единицы массы) отработавшего пара уменьшается в десятки тысяч раз.

Для поддержания в конденсаторе вакуума (разрежения) с помощью отсасывающих устройств удаляют из конденсатора воздух, попадающий в него с паром и через неплотности паротурбинной установки, работающей под вакуумом. Так, при давлении 30 кгс/см^2 и температуре 400°C удельный объем пара равен $0,10 \text{ м}^3/\text{кг}$, а при давлении $0,05 \text{ кгс/см}^2$ и температуре $32,6^\circ\text{C}$ он составляет $28,72 \text{ м}^3/\text{кг}$, т. е. при охлаждении и конденсации каждого килограмма такого пара удельный объем его уменьшается в 28720 раз по сравнению с конденсатом.

Образовавшийся в конденсаторе конденсат стекает вниз и скапливается в конденсатосборнике, из которого конденсатным насосом непрерывно откачивается в деаэрактор.

Для конденсации 1 кг пара необходимо отнять от него теплоту парообразования, соответствующую давлению в конденсаторе, и теплоту перегрева, если пар поступает в конденсатор в перегретом состоянии.

Теплота парообразования, составляющая значительную величину, полностью поглощается охлаждающей водой и обычно полезно не используется. Если, например, абсолютное давление в конденсаторе $p_2 = 0,05 \text{ кгс/см}^2$, энтальпия отработавшего пара $i_k' = 564 \text{ ккал/кг}$, энтальпия конденсата $i_k'' = 32 \text{ ккал/кг}$ количество поступающего в конденсатор пара $Q_k = 25000 \text{ кг/ч}$, то общая потеря тепла с циркуляционной водой составит $Q_0 = Q_k(i_k' - i_k'') = 25000(564 - 32) = 13300000 \text{ ккал/ч}$.

Сэкономленное тепло в количестве только 1 % составит 133000 ккал/ч.

Одним из главных показателей качества работы конденсационной установки является плотность вакуумной системы.

т. е. величина вакуума (разрежения) в конденсаторе, так как ухудшение вакуума на 1 % (т. е. на $0,01 \text{ кгс/см}^2$) при прочих равных условиях вызывает перерасход пара турбиной при номинальной нагрузке 1,5—2,0 %.

Наивыгоднейшим или экономичным вакуумом называется такой вакуум, которому соответствует наименьший удельный расход тепла (пара) турбиной и электроэнергии на собственные нужды на единицу выработанной электроэнергии.

Главным показателем качества работы конденсатора является разность между температурой пара $t_{\text{п}}$, входящего в конденсатор, и температурой охлаждающей воды $t_{\text{в}}''$, выходящей из конденсатора. Эту разность принято называть *температурным напором*:

$$\delta_t = t_{\text{п}} - t_{\text{в}}'' \quad (8.1)$$

где δ_t — температурный напор, $^\circ\text{C}$.

Оптимальной величиной температурного напора считается $5\text{--}6^\circ\text{C}$ для многоходовых конденсаторов и $7\text{--}8^\circ\text{C}$ — для одноходовых. Если температурный напор существенно больше указанной величины, то это указывает на неудовлетворительную работу конденсационной установки.

В качестве сравнительной оценки температурного напора δ_t , $^\circ\text{C}$, для чистого, хорошо уплотненного конденсатора можно с достаточной точностью пользоваться формулой А. В. Щегляева:

$$\delta_t = \frac{n}{31,5 + t_{\text{в}}'} \left(\frac{Q_k}{S_k} + 7,5 \right), \quad (8.2)$$

где n — коэффициент, характеризующий чистоту поверхности охлаждения и воздушную плотность конденсатора, принимаемый в пределах $5\text{--}7$ (для чистой поверхности конденсатора и хорошей воздушной плотности $n = 5$ и для конденсатора среднего качества $n = 7$); $t_{\text{в}}'$ — температура входящей в конденсатор охлаждающей воды, $^\circ\text{C}$; $Q_k/S_k = q_k$ — удельная паровая нагрузка, которая при номинальной мощности турбины равна $35\text{--}45 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{ч)}$; Q_k — количество пара, входящего в конденсатор, кг/ч ; S_k — поверхность охлаждения конденсатора по наружному диаметру рабочей части его трубок, м^2 .

Сравнение фактического температурного напора, полученного в условиях эксплуатации конденсатора, с теоретической величиной его, подсчитанной по формуле (8.2), позволяет судить о работе конденсатора и конденсационной установки в целом.

Основными причинами ухудшения вакуума в конденсаторе могут быть: большая удельная паровая нагрузка конденсатора; высокая температура входящей в конденсатор охлаждающей воды; недостаточное

количество охлаждающей воды; загрязнение охлаждающей поверхности труб конденсатора; неудовлетворительная плотность вакуумной системы (в соединительных фланцах ресиверной паровой трубы и концевых уплотнений, в сальниках вентилей и задвижек, атмосферном клапане, дренажных устройствах и т. п.); неудовлетворительная работа эжектора; высокий уровень конденсата в конденсаторе; дефекты конструкции конденсатора и др.

Ненормативными (дефектами) самого конденсатора являются появление трещин в трубках, нарушение вальцовки или неудовлетворительные сальниковые уплотнения трубок, разъедание или эрозия трубок, ведущие к нарушению водяной плотности его.

Снижение разности температур охлаждающей воды $\Delta t_{\text{в}}$, °C, при выходе из конденсатора и входе в него при одинаковых условиях работы конденсатора свидетельствует об увеличении загрязнения трубок конденсатора: $\Delta t_{\text{в}} = t'_{\text{в}} - t_{\text{в}}$, где $t'_{\text{в}}$ и $t_{\text{в}}$ — температура охлаждающей воды при входе в конденсатор и выходе из него, °C.

В нормальных условиях при номинальной мощности турбины эта разность температур в одноходовых конденсаторах равна 4—6 °C, в двухходовых 7—9 °C, в трех- и четырехходовых 9—12 °C.

Начальная температура охлаждающей воды зависит от системы водоснабжения, метеорологических условий, района расположения электростанции, гидрогеологических особенностей источника водоснабжения и совершенства охлаждающих устройств (при обратном водоснабжении).

Данные о количестве поступающей в конденсатор охлаждающей воды и о кратности охлаждения приведены в гл. 7 (раздел 7).

О влиянии температуры охлаждающей воды, поступающей в конденсатор, и кратности охлаждения на величину разрежения в двухходовом конденсаторе свидетельствуют данные, приведенные в табл. 8.1, составленной по температуре насыщенного конденсирующегося пара $t_{\text{п}}$, °C:

$$t_{\text{п}} = t'_{\text{в}} + \frac{580}{m_{\text{охл}}} + \delta t, \quad (8.3)$$

где $t'_{\text{в}}$ — температура охлаждающей воды при входе в конденсатор, °C; $m_{\text{охл}}$ — кратность охлаждения; δt — температурный напор, °C (принят равным 5 °C).

Величину вакуума V , %, вычисляют по отношению к барометрическому давлению по формуле

$$V = \frac{S}{B} \cdot 100 \%, \quad (8.4)$$

где S — показания вакуумметра, мм рт. ст.; B — барометрическое (атмосферное) давление, мм рт. ст.

При этом имеется в виду, что вакуумметр и барометр находятся примерно на одном уровне. Разница установочных высот вакуумметра и барометра в эксплуатационных условиях не должна превышать 1—2 м.

ТАБЛИЦА 8.1

ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ВОДЫ НА РАЗРЕЖЕНИЕ В КОНДЕНСАТОРЕ

Температура воды при входе в конденсатор, °C	Разрежение, кгс/см ² , при кратности охлаждения				
	40	50	60	80	100
5	0,0290	0,0247	0,0221	0,0191	0,0176
10	0,0390	0,0332	0,0300	0,0261	0,0241
15	0,0516	0,0444	0,0402	0,0354	0,0328
20	0,0680	0,0590	0,0534	0,0473	0,0439
25	0,0886	0,0774	0,0703	0,0626	0,0579
30	0,1144	0,1004	0,0918	0,0819	0,0762
35	0,1488	0,1280	0,1181	0,1060	0,0989

Абсолютное давление пара в конденсаторе $p_{\text{к}}$, мм рт. ст., составляет:

$$p_{\text{к}} = B_0 - S_0, \quad (8.5)$$

где B_0 — приведенное к $t = 0$ °C барометрическое давление B , замеренное по барометру, мм рт. ст.; S_0 — приведенное к $t = 0$ °C разрежение S в конденсаторе, замеренное по вакуумметру, мм рт. ст.

Приведение показаний барометра B_0 или вакуумметра S_0 к $t = 0$ °C выполняется по уравнению

$$R_0 = R(\alpha - \beta) Rt, \quad (8.6)$$

где $R_0 = B_0$ или S_0 ; $R = B$ или S ; α — коэффициент расширения ртути, равный 0,000182; β — коэффициент линейного расширения шкалы барометра или вакуумметра, равный для латуни 0,000019 и для стали 0,000011; t — температура ртути и шкалы, принимаемая равной температуре воздуха в месте установки прибора, °C.

При определении истинного значения давления в конденсаторе к показаниям барометра или вакуумметра прибавляют поправки на капиллярность и на высоту установки вакуумметра. Величины поправок на капиллярность приведены в табл. 8.2. Для ограничения поправок на капиллярность рекомендуется применять ртутные приборы с внутренним диаметром трубок не менее 8—10 мм.

Если барометр и вакуумметр установлены на разных высотах, показания барометра приводятся к уровню установки вакуумметра. Приведенное значение барометрического давления $B_0^{\text{пр}}$, мм рт. ст., с учетом поправки на высоту установки вакуумметра подсчитывают по уравнению

$$\lg B_0^{\text{пр}} = \lg B_0 + \frac{A_0 - A}{18400 + 70t_{\text{ср}}^{\text{в}}}, \quad (8.7)$$

где A_0 — уровень расположения барометра, м; A — уровень расположения вакуумметра, м; $t_{\text{ср}}^{\text{в}}$ — средняя температура воздушного столба между уровнями A_0 и A , °C.

Так как 1 техническая атмосфера равна 735,6 мм рт. ст., то абсолютное давление в конденсаторе $p_{\text{к}}$, кгс/см², будет равно:

$$p_{\text{к}} = (B_0 - S_0)/735,6, \quad (8.8)$$

ТАБЛИЦА 8.2

ПОПРАВКА НА КАПИЛЛЯРНОСТЬ
К ПОКАЗАНИЯМ РТУТНЫХ ПРИБОРОВ

Внутрен- ний диа- метр трубки, мм	Поправка на капиллярность, мм. рт. ст., при высоте мениска, мм					
	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2
6	0,24	0,48	0,70	0,90	1,07	1,21
7	0,17	0,34	0,49	0,64	0,76	0,87
8	0,12	0,24	0,35	0,46	0,56	0,64
9	0,09	0,18	0,26	0,34	0,41	0,47
10	0,07	0,13	0,19	0,25	0,30	0,35
11	0,05	0,10	0,14	0,19	0,23	0,27
12	0,04	0,07	0,11	0,14	0,18	0,20
13	0,03	0,06	0,09	0,11	0,14	0,16
14	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12

где B_0 и S_0 — показания барометра и вакуумметра, мм рт. ст.

Данные, характеризующие зависимость между температурой пара, входящего в конденсатор, и абсолютным давлением в нем, приведены в табл. 8.3.

ТАБЛИЦА 8.3

ЗАВИСИМОСТЬ МЕЖДУ ТЕМПЕРАТУРОЙ
ПАРА, ВХОДЯЩЕГО В КОНДЕНСАТОР,
И АБСОЛЮТНЫМ ДАВЛЕНИЕМ

Температура пара, °C	Абсолютное давление		Температура пара, °C	Абсолютное давление	
	мм рт.ст. ($B-S$)	кгс/см ²		мм рт.ст. ($B-S$)	кгс/см ²
23	21,02	0,029	37	46,90	0,064
24	22,32	0,030	38	49,51	0,068
25	23,69	0,032	39	52,26	0,071
26	25,13	0,034	40	55,13	0,075
27	26,65	0,036	41	58,40	0,080
28	28,25	0,039	42	61,50	0,084
29	29,94	0,041	43	64,81	0,088
30	31,71	0,043	44	68,30	0,093
31	33,57	0,046	45	71,89	0,098
32	35,53	0,048	46	75,71	0,103
33	37,59	0,051	47	79,60	0,108
34	39,75	0,054	48	83,70	0,114
35	42,02	0,057	49	88,00	0,120
36	44,40	0,061	50	92,50	0,126

Тепловой баланс конденсатора

Уравнение теплового баланса конденсатора (без учета потерь в окружающую среду)

$$Q_K (i_K - c_p t_K) = Q_{o.v.} (t'_v - t''_v) c_p, \quad (8.9)$$

где Q_K — расход пара на входе в конденсатор, кг/ч; $Q_{o.v.}$ — расход охлаждающей воды, кг/ч; i_K — энтальпия пара на входе в конденсатор, ккал; t_K — температура конденсата, °C; c_p — теплоемкость

воды, равная 4,19 кДж/(кг·K); t'_v и t''_v — температура охлаждающей воды при входе и выходе из конденсатора, °C.

При расчете величины $c_p t_K$ для воды можно находить по термодинамическим таблицам как энтальпию воды при соответствующей температуре.

Значения Q_K и i_K известны из теплового расчета турбины.

Температура конденсата t_K , °C, для регенеративных конденсаторов $t_K = t_n - (0 \div 1)$, где t_n — температура насыщения пара, соответствующая давлению его при входе в конденсатор, °C; для нерегенеративных конденсаторов $t_K = t_n - (3 \div 5)$.

Температура нагрева охлаждающей воды в конденсаторе $\Delta t_v = t''_v - t'_v$ принимают для одноходовых конденсаторов равной 4—6 °C, для двухходовых 7—9 °C, для трех- и четырехходовых 10—12 °C.

Расчетные значения температуры охлаждающей воды при входе в конденсатор t'_v равны 10; 12; 15; 20 и 25 °C в зависимости от расположения установки и выбранной системы водоснабжения.

Величина кратности охлаждения $m_{охл}$ зависит от условий и системы водоснабжения конденсационной установки и принимается равной для одноходовых конденсаторов 80—120, для двухходовых конденсаторов 60—70, для трех- и четырехходовых конденсаторов 40—50.

Размеры трубок и трубных досок

Наиболее часто применяют охлаждающие трубки следующих диаметров (d_2/d_1): 19/17; 24/22; 25/23; 28/26; 30/28 мм, причем трубки больших диаметров применяют для крупных конденсационных установок и загрязненной воды.

Расчетную длину L , м, трубок конденсатора, равную расстоянию между трубными досками, определяют по формуле

$$L = S_K d_1^2 \omega_{o.v.} / (4d_2 Q_{o.v.} z), \quad (8.10)$$

где S_K — поверхность охлаждения, м²; d_1 и d_2 — внутренний и наружный диаметры трубки, м; $Q_{o.v.}$ — расход охлаждающей воды, м³/с; $\omega_{o.v.}$ — скорость охлаждающей воды в трубках, м/с (принимают в пределах 1,5—2,5 м/с); z — число ходов воды.

Диаметр трубной доски или эквивалентный диаметр (если доска не круглая) приближенно оценивают по формуле

$$D_{тр} = 1,05t \sqrt{\frac{n}{\eta_{тр}}}, \quad (8.11)$$

где $D_{тр}$ — диаметр трубной доски, мм; t — шаг разбивки трубок по треугольнику (между центрами трубок), мм; n — полное число трубок; $\eta_{тр}$ — коэффициент заполнения трубной доски, равный для многоходовых конденсаторов 0,6—0,7 и для одноходовых — до 0,8.

Полное количество трубок в конденсаторе n определяют по формуле: $n = S_K / (\pi d_2 L)$.

Паровое и гидравлическое сопротивление конденсатора

Паровое сопротивление конденсатора (разность давлений пара при входе в конденсатор и при выходе из воздухоохладителя конденсатора) зависит от конструкции трубного пучка, скорости пара в межтрубном пространстве и удельной паровой нагрузки. В современных крупных конденсаторах паровое сопротивление не превышает 2—3 мм рт. ст.

Паровое сопротивление современных регенеративных конденсаторов Δp_n , мм. рт. ст., определяют по приближенной формуле:

$$\Delta p_n = C \left(\frac{Q_k \sqrt{v_n}}{L d_2 \sqrt{n}} \right)^{2,5}, \quad (8.12)$$

где C — коэффициент, зависящий от конструкции трубного пучка; $C = 1,2 \cdot 10^{-4} \div 1,8 \cdot 10^{-4}$ (меньшее значение принимают для хорошо развитого входного сечения трубного пучка и небольшого числа рядов трубок по ходу пара); Q_k — количество пара, поступающего в конденсатор, кг/ч; v_n — удельный объем сухого насыщенного пара при давлении в конденсаторе, м³/кг; n — общее число охлаждающих трубок; L — длина трубок конденсатора, м; d_2 — наружный диаметр трубки, м.

Гидравлическое сопротивление конденсатора (потеря давления при движении охлаждающей воды в конденсаторе) $\Delta p_{гидр}$, м вод. ст., с учетом возможного загрязнения трубок с водяной стороны можно оценивать по формуле

$$\Delta p_{гидр} = z (h_1 + h_2) + h_3, \quad (8.13)$$

где h_1 — сопротивление течению охлаждающей воды в трубках, м вод. ст.; h_2 — сопротивление, возникающее при входе охлаждающей воды в трубки и выходе из них, м вод. ст.; h_3 — сопротивление течению охлаждающей воды в водяных камерах конденсатора, включая потери при входе и выходе из этих камер, м вод. ст., z — число ходов воды в конденсаторе.

Сопротивление течению воды в трубках h_1 , м вод. ст., определяют по формуле

$$h_1 = \lambda_{тр} \frac{L}{d_1} \frac{\omega_B^2}{2g},$$

где $\lambda_{тр}$ — коэффициент трения при движении в трубках; зависит от шероховатости трубок и характера движения в них воды; можно оценивать по графику, приведенному на рис. 8.1.

Сопротивление на входе и выходе воды из трубок h_2 , м вод. ст., определяют по формуле

$$h_2 = \xi_1 \frac{\omega_B^2}{2g},$$

где ξ_1 — коэффициент, учитывающий способ закрепления трубок в трубной доске; $\xi_1 = 1$ при развальцовке трубок с обеих

сторон; $\xi_1 = 1,5$ при сальниковом креплении трубок с обеих сторон; $\xi_1 = 1,25$ при смешанном способе крепления.

Сопротивление водяных камер h_3 , м вод. ст., определяют по формуле

$$h_3 = \omega_{в.п}^2 / 2g,$$

где $\omega_{в.п}$ — скорость воды во входном и выходном патрубках (обычно она одинакова), м/с.

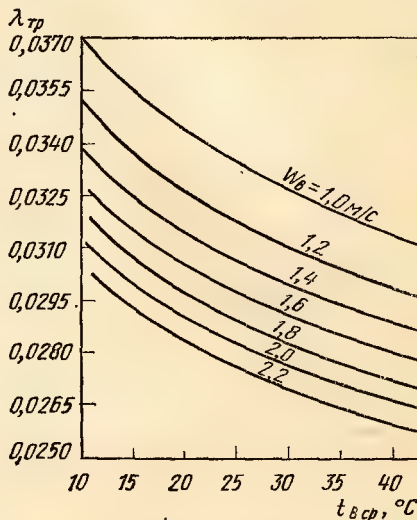


Рис. 8.1. Зависимость коэффициента внутреннего трения $\lambda_{тр}$ от средней температуры воды $t_B^{ср}$ и скорости ω_B

Паровая нагрузка конденсатора q_k составляет 30—50 кг/(м²·ч). При фиксированной температуре охлаждающей воды на входе в конденсатор большему значению паровой нагрузки соответствует повышенное давление в конденсаторе.

Основные технические характеристики конденсаторов стационарных паровых турбин, выпускаемых в Советском Союзе, приведены в табл. 8.4 и 8.5.

Коррозионное разрушение охлаждающих трубок с водяной и паровой сторон

До последнего времени для изготовления охлаждающих трубок конденсаторов стационарных турбин применяли в основном два сплава: латунь Л68 — для пресной и маломинерализованной охлаждающей воды и оловянистую латунь ЛО70—1 для сильно минерализованной прудовой и морской воды.

Эксплуатационные данные показали, что на многих электростанциях, применяющих как морскую, так и пресную воду, наблюдается коррозионное разрушение трубок конденсаторов.

В настоящее время в связи с ростом единичных мощностей турбин, а также с увеличением начальных параметров пара и применением прямоточных котлов сильно возросли требования к гидравлической

ТАБЛИЦА 8.4

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОНДЕНСАТОРОВ ТУРБИН СРЕДНЕГО ДАВЛЕНИЯ

Показатели	КП-110	КП-195	КП-280	ЗП-385	КП-480	КП-540	КС-940-1
Поверхность охлаждения, м ²	110	192,5	280	385	480	540	940
Давление в паровом пространстве, кгс/см ²	0,05	0,05	0,05	0,04	0,04	0,05	0,04
Расход охлаждающей воды, м ³ /ч	300	550	770	1400	2000	1850	2800
Гидравлическое сопротивление*, м вод. ст.	3,8	3,8	6,5	3,8	3,8	4,0	2,4
Число ходов воды	4	4	4	2	2	2	2
» охлаждающих трубок	1140	1846	1736	1800	2050	2266	2720
Длина трубок, мм	1950	2150	2805	3655	3975	4055	4685
Диаметр трубок d_2/d_1 , мм	16/14	16/14	19/17	19/17	19/17	19/17	24/22
Размеры входного парового патрубкa, мм	1000×600	1000×700	1700×1200	2000×1000	2000×1000	2200×1300	2850×1365
Масса конденсатора, т: без воды	4	5,7	8,6	12,4	13,27	13,9	18,2
с водой в водяном пространстве	5,28	8,1	11,72	16,6	17,9	18,3	27

Примечания: 1. Трубки развальцованы в обеих трубных досках.

2. Охлаждающая вода — пресная.

* При указанном расходе воды.

ТАБЛИЦА 8.5

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОНДЕНСАТОРОВ ТУРБИН ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Показатели	25-КЦС-6	25-КЦС-7	25-КЦС-8	К2-1750-1	К2-2000-1
Поверхность охлаждения, м ²	2000	1750	2000	1750	2000
Давление в паровом пространстве, кгс/см ²	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
Расход охлаждающей воды, м ³ /ч	5000	5000	5000	5000	5000
Гидравлическое сопротивление*, м вод. ст.	2,74	3,5	2,74	3,6	2,8
Число ходов воды	2	2	2	2	2
» охлаждающих трубок	4420	3880	4420	3880	4420
Длина трубок, мм	6050	6050	6050	6050	6050
Диаметр трубок d_2/d_1 , мм	24/22	24/22	24/22	24/22	24/22
Размеры входного парового патрубкa, мм	3950×1650	3950×1650	3950×1650	3950×1650	3950×1650
Масса конденсатора, т: без воды	32,1	30,1	32,1	29,5	31,5
с водой в водяном пространстве	48,9	45,7	48,9	45,3	48,5
с водой в водяном и паровом пространстве	83	81	83	81	83

Примечания: 1. Трубки развальцованы в обеих трубных досках.

2. Конденсаторы рассчитаны для работы на пресной воде; конденсатор типа 25-КЦС-8 предназначен для работы на морской воде.

* При указанном расходе воды.

ТАБЛИЦА 8.6

СПЛАВЫ ДЛЯ ОХЛАЖДАЮЩИХ ТРУБОК КОНДЕНСАТОРОВ В ЗАВИСИМОСТИ
ОТ ХАРАКТЕРИСТИК ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ВОДЫ

Характеристика охлаждающей воды	Марка сплава	Допускаемая скорость воды, м/с
Солесодержание до 300 мг/кг: чистая речная, озерная или оборотная вода содержание хлоридов более 200 мг/кг, аммиака, сероводорода, нитритов и др. — не более 1 мг/кг, небольшая загрязненность стоками	Латунь Л68 Латуни ЛМш68—0,06 или ЛО70—1	До 2,0—2,2 с понижением до 1,7—1,9 при небольшом содержании твердых примесей То же
Солесодержание от 300 до 1500 мг/кг: отсутствует загрязненность стоками содержание хлоридов более 200 мг/кг, аммиака, сероводорода, нитритов и др. — не более 1 мг/кг, небольшая загрязненность стоками	Латунь ЛО70—1 Латунь ЛОМш70—1—0,06	» » » »
Солесодержание от 1500 до 3000 мг/кг: отсутствует загрязненность стоками и взвесями содержание хлоридов более 200 мг/кг, аммиака, сероводорода, нитритов и др. — не более 1 мг/кг, небольшая загрязненность стоками, небольшое количество взвесей значительное содержание взвесей твердых примесей (в среднем выше 25 мг/кг)	Латунь ЛОМш70—1—0,06 Латунь ЛАМш77—2—0,06 Медноникелевый сплав МНЖМц5—1—0,8 (МНЖ5—1)	» » » » До 2,5—2,7
Солесодержание от 3000 до 5000 мг/кг: отсутствует загрязненность стоками и твердыми взвесями небольшая загрязненность стоками и твердыми взвесями значительное содержание абразивных примесей песка	Латунь ЛАМш77—2—0,06 Сплав МНЖМц—5—1—0,8 Мельхиор марок МНЖМц30—0,8—1 или МН70—30, нержавеющая сталь марки X18H12M2T	» 2—2,2 » 2,5—2,7 » 3,0
Солесодержание выше 10 000 мг/кг (морская вода): отсутствуют абразивные примеси песка и сероводород имеются абразивные примеси	Латунь ЛАМш77—2—0,06 Мельхиор марок МНЖМц30—0,8—1, МН70—30, сталь X18H12M2T	» 2—2,2 » 3,0
Кислая реакция воды с $pH=2\div6$ независимо от общего солесодержания (кроме морской) Для воздухоохладителя при критических начальных параметрах пара: пресная вода морская вода или повышенное содержание хлоридов более 800 мг/кг	Сталь 12X18H9T Сталь 12X18H9T Сталь X18H12M2T	» 3,0 » 3,0 » 3,0

Примечание. Приведенные данные относятся к конденсаторам турбины, работающим нормально со средней (за наиболее жаркую декаду) температурой охлаждающей воды на входе не более 45 °С.

плотности конденсаторов и коррозионной стойкости охлаждающих трубок.

Нормальным сроком службы конденсаторных трубок условно считается 20 лет для пресных охлаждающих вод и 10 лет для сильно минерализованных прудовых и морских вод. Заметное влияние на процесс коррозионного разведения охлаждающих трубок оказывают скорость воды, неравномерное распределение скорости по трубкам, образование пузырьков воздуха, заметных термических напряжений и остаточных напряжений, неснятых при отжиге. Срок службы конденсаторных трубок зависит от коррозионной стойкости материала трубок, свойств охлаждающей воды и условий работы конденсатора.

Коррозионное разрушение и образование твердых отложений в охлаждающих трубках увеличиваются с ростом оборотного водоснабжения электростанций.

В табл. 8.6 приведены сплавы для конденсаторных трубок в зависимости от характеристик охлаждающей воды.

Характеристики конденсаторов

Под характеристикой конденсаторов понимают зависимость давления пара в конденсаторе от температуры охлаждающей воды $t'_в$ на входе, паровой нагрузки и расхода охлаждающей воды. При этом учитываются состояние загрязнения поверхности охлаждения и воздушная плотность конденсатора. При постоянном расходе пара мощность турбины ΔN_i меняется в зависимости от давления пара p_k в конденсаторе, причем это изменение для различных типов турбин оказывается неодинаковым.

Для большинства турбин среднего давления изменение (в некоторых пределах) p_k от расчетного значения на 0,01 кгс/см² (или на 1 % вакуума) вызывает изменение мощности турбины при конденсационном режиме на 1 %.

Для построения расчетной характеристики конденсатора определяют температуру пара, поступающего в конденсатор, t_n и по таблицам водяного пара — соответствующее давление p_k в конденсаторе.

В основу расчетов принимают уравнение

$$t_n = t'_в + \Delta t + \delta t, \quad (8.14)$$

где t_n — температура конденсации пара в конденсаторе, °C; Δt — нагрев охлаждающей воды в конденсаторе, °C; определяют по формуле (8.9), если известны расход пара Q_k и расход охлаждающей воды $Q_{о.в.}$; $t'_в$, °C, задаются; δt — температурный напор, °C, определяют по формуле (8.2).

2. Пароструйные эжекторы

Удаление воздуха (паровоздушной смеси) из конденсатора турбины производят *пароструйными* или *водоструйными* эжекторами; эти эжекторы по принципу действия почти одинаковы и работают надежно и

экономично; кроме того, они позволяют создать в конденсаторе вакуум необходимой величины для пуска турбины в сравнительно короткий промежуток времени (3—5 мин) и обеспечивают глубокий вакуум при работе турбины. Паровые и водяные эжекторы просты в обслуживании.

Пароструйные эжекторы выполняют одно-, двух- и трехступенчатыми. Одноступенчатые эжекторы создают разрежение до 537—590 мм рт. ст., их применяют в качестве пусковых (для быстрого отсоса воздуха из конденсатора при пусках турбины), а также в качестве подъемных при пуске циркуляционных насосов охлаждающей воды. Двух- и трехступенчатые эжекторы создают глубокое разрежение, их применяют в качестве рабочих. На рис. 8.2 показана

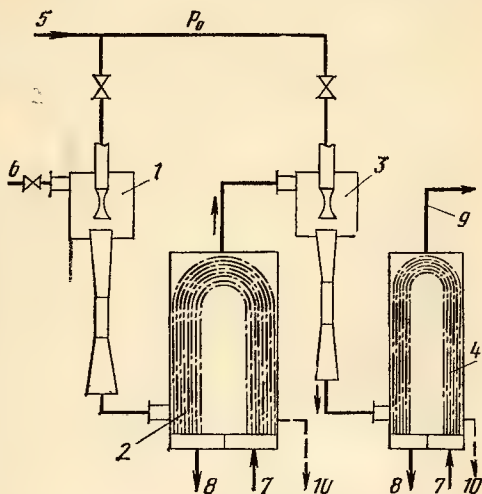


Рис. 8.2. Схема двухступенчатого парового эжектора с поверхностными охладителями:

1 — первая ступень эжектора; 2 — промежуточный охладитель первой ступени; 3 — вторая ступень эжектора; 4 — конечный охладитель второй ступени; 5 — подвод пара; 6 — подвод паровоздушной смеси из конденсатора; 7 — подвод охлаждающей воды; 8 — отвод охлаждающей воды; 9 — отвод паровоздушной смеси (выхлоп в атмосферу); 10 — дренаж (слив конденсата)

на схема двухступенчатого парового эжектора с поверхностными охладителями. Во время его работы отсасывание воздуха из конденсатора производится сначала первой ступенью, а затем второй ступенью. Воздух вместе с рабочим паром эжектора предварительно охлаждается, пар конденсируется в поверхностном охладителе первой ступени; рабочий пар охлаждается в поверхностном охладителе второй ступени, а воздух с давлением несколько выше атмосферного через атмосферную трубу выходит наружу.

Конденсат рабочего пара эжектора первой ступени, находящийся под вакуумом, через гидравлический затвор направляется через расширитель или непосредственно в верхнюю часть конденсатора турбины. Конденсат рабочего пара эжектора второй ступени, находящийся под давлением немного выше атмосферного, направляется

Показатели	ЭП-2-400-3	ЭП-1-600-3	ЭЖ-А	ЭЖ-Б	ЭЖ-Д	ЭЛ-4	ХЭ-11-90	ХЭ-25-220
Назначение эжектора	Основ- ной	Пус- ковой	Основной				Отсос пара из концевых уплотнений	
Завод-изготовитель	ЛМЗ	ЛМЗ	НЗЛ	НЗЛ	НЗЛ	ХТГЗ	ТМЗ	ТМЗ
Расчетное минимальное давление (избыточное) пара, кгс/см ²	16	12	—	—	—	—	15	5
Расход пара, кг/ч	400	600	175	—	—	—	90	220
Количество отсасываемого сухого воздуха, кг/ч	60	80	13	17	4	60	—	—
Давление всасывания, мм рт. ст.	25	180	35	35	35	20	680	690
Пробное гидравлическое (избыточ- ное) давление, м вод. ст.:								
в паропроводе	375	375	55	55	55	65	—	—
в трубной системе и водяной ка- мере	22	—	5	5	5	10	15	15
во всасывающей камере и корпу- се	1,5	2	2	2	2	1,5	2	2
Расход охлаждающей воды, м ³ /ч	80	—	—	—	—	—	50	50
Гидравлическое сопротивление, м вод. ст.	2	—	—	—	—	—	0,57	1,6
Масса эжектора, кг:								
без воды	1120	46	400	700	300	1600	428	1046
при заполнении водой водяной системы и паровоздушных камер охладителей	1460	—	600	1000	500	2200	—	—

Примечания: 1. Материал трубок — латунь Л68.

2. ХТГЗ — Харьковский турбогенераторный завод.

через конденсационный горшок в дренаж-
ный бак или в верхнюю часть конденсато-
ра через расширитель.

Расход пара через сопло каждой ступе-
ни эжектора Q_a , кг/ч, определяют по фор-
муле

$$Q_a = 0,572 d_0^2 \sqrt{p_a / V_a}, \quad (8.15)$$

где d_0 — диаметр горловины сопла, мм;
 p_a — давление поступающего в сопло пара,
кгс/см²; V_a — удельный объем пара, м³/кг.

Общий расход пара через эжектор кон-
денсационной турбины составляет 0,8—
1,5 % количества свежего пара, поступаю-
щего в нее при номинальной нагрузке.

Количество воздуха, подлежащее удале-
нию из конденсатора, $Q_{вз}$, кг/ч, может быть
оценено по формуле

$$Q_{вз} \leq C \left(\frac{Q_k}{100} + 1 \right), \quad (8.16)$$

где C — коэффициент, отвечающий соот-
ветственно очень хорошей, хорошей и
удовлетворительной воздушной плотности
конденсатора; $C = 1$; 2 или 4; Q_k — номи-
нальный расход пара, поступающего в кон-
денсатор, т/ч.

Количество воздуха, поступающего в кон-
денсатор при нормальных условиях его
работы, составляет обычно 0,6—1 кг на
каждую тонну поступающего пара.

С целью предупреждения попадания пара
из лабиринтовых уплотнений турбин в ма-
шинный зал применяют специальные эжек-
торы.

В табл. 8.7 приведены типы эжекторов,
применяемых в паротурбинных установках,
и их технические характеристики.

3. Конденсатные и циркуляционные насосы

Конденсатные насосы служат для откачки
конденсата отработавшего пара из кон-
денсаторов и подачи его через теплообмен-
ники регенеративной системы в деаэраторы.

Кроме конденсата пара, поступающего
в конденсатор, конденсатные насосы отка-
чивают также поступающий в конденсатор
конденсат дренажей регенеративной уста-
новки.

Расчетная производительность конденсат-
ного насоса (при 100 %-ном резерве) Q_n ,
кг/ч:

$$Q_n = (1,1 \div 1,2) Q_k, \quad (8.17)$$

где Q_k — количество пара, поступающего в
конденсатор, т/ч.

Коэффициент 1,1—1,2 учитывает коли-
чество конденсата дренажей регенератив-
ной системы, поступающего в конденсатор.

Напором, развиваемым насосом, называют разность полных запасов энергии жидкости после и до насоса (отнесенную к единице массы). **Полный напор** конденсатного насоса H , м. вод. ст.

$$H = h_2 + 10(p_d - p_k) - \Sigma h_{\text{пот}}, \quad (8.18)$$

где h_2 — геометрическая высота подачи конденсата (разница между высотными отметками уровня деаэратора и конденсатора, м; p_d — давление в деаэраторе, кгс/см²; p_k — давление в конденсаторе, кгс/см²; $\Sigma h_{\text{пот}}$ — сумма потерь напора в трубопроводах и теплообменниках с учетом скоростных потерь на входе и выходе конденсата.

Полный напор конденсатных насосов для турбинных установок среднего давления составляет 35—60 м вод. ст., а для турбинных установок высокого давления 110—160 м вод. ст.

Мощность, потребляемая конденсатным насосом $N_{\text{к.н}}$, кВт:

$$N_{\text{к.н}} = Q_n H \rho / (3600 \cdot 102 \eta_n), \quad (8.19)$$

где H — полный напор, развиваемый насосом, м вод. ст.; ρ — плотность воды, кг/м³; Q_n — производительность насоса, м³/с; η_n — к. п. д. насоса.

Кэффициент полезного действия насоса η_n зависит от типа, конструкции и размеров насоса и изменяется обычно в пределах от 0,5 до 0,9.

Мощность электродвигателя с учетом возможных перегрузок принимают на 15—20 % больше мощности, потребляемой насосом.

Работа конденсатного насоса протекает в трудных условиях из-за необходимости преодолевать в конденсаторе вакуум. Для конденсатного насоса обязательна полная его герметичность во избежание засасывания воздуха в корпус насоса и снижения в результате этого его производительности. Технические характеристики конденсатных насосов приведены в табл. 8.8.

Циркуляционные насосы служат для подачи охлаждающей воды в конденсатор, маслоохладители и воздухоохладители.

Расчетную производительность циркуляционных насосов $Q_{\text{ц.н}}$, м³/ч, определяют по формуле

$$Q_{\text{ц.н}} = Q_k + Q_m + Q_v, \quad (8.20)$$

где Q_k — расход охлаждающей воды через конденсатор, м³/ч; Q_m — расход воды через маслоохладители, м³/ч; Q_v — расход воды через воздухоохладители генератора, м³/ч.

Величину Q_k находят из теплового расчета конденсатора при работе в условиях жаркого летнего времени, а расходы воды Q_m и Q_v — из тепловых расчетов масло- и воздухоохладителей; в среднем расход воды на эти теплообменники составляет для турбин небольшой мощности 6—15 % от расхода охлаждающей воды через конденсатор (Q_k) и для турбин большой мощности с двухходовыми конденсаторами 3—7 % Q_k .

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОНДЕНСАТНЫХ НАСОСОВ

Типоразмер насоса	Производительность, м ³ /ч	Полный напор, м вод. ст.	Частота вращения, об/мин	Потребляемая мощность, кВт	К. п. д., %	Габаритные размеры, мм			Масса, кг	Диаметр патрубков, мм	Электродвигатель	Число полюсов, при 1500 об/мин
						длина	ширина	высота			типоразмер	
2К-6	10	34,5	2900	1,85	50,6	408	270	290	0,03	50	A-42-2	1
3К-9	30	34,8	2900	4,6	62	485	300	362	0,042	80	A-51-2	1
ЭКН-18-к	12—14	35	1500	4,5	—	472	500	455	0,28	100	АО-51-4	2
5Кс-5×2	35	61,5	1450	11,72	50	1357	540	1056	0,482	125	A-71-4	2
	50	59	1450	13,95	57,5							
5Кс-5×4	50	110	1450	26,1	57,5	2168	540	1285	1,018	125	A-81-4	2
8КсД-5×3	119	125	1450	66	61	1975	880	1645	1,92	200	A-91-4	2
	140	140	1450	74	63							
10КсД-5×3	160	123	960	100	54	2453	1160	2320	4,22	250	ДАМТ-6-115-4	3
	220	120	960	122	60						A-104-6	2
	280	115	960	162	62,5						ГАМ-6-127-6	2
											ГАМТ-6-128-6	3

ТАБЛИЦА 8.8

ТАБЛИЦА 8.9

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦИРКУЛЯЦИОННЫХ НАСОСОВ

Типоразмер насоса	Производительность, м³/ч	Полный напор, м вод. ст.	Частота вращения, об/мин	Потребляемая мощность, кВт	К.п.д. насоса, %	Габаритные размеры, мм			Масса, т	Диаметр патрубков, мм		N _{эд} , кВт**
						длина	ширина	высота		всасывающего	нагнетательного	
8К-12	220	32	1450	23,6	79	660	580	615	0,486*	200	125	—
	280	29,1	1450	27	82,5							
	340	25,4	1450	30	80							
8НДв	720	89	1450	216	81	1258	1135	890	0,838	250	200	—
	540	94	1450	178	78							
16НДн	1980	21	900	133	85	1350	1537	1250	1,65	500	400	—
	1800	16	900	89,1	88							
	1500	15	750	79	83							
	1350	10	750	43,5	88							
20НДн	3240	32	960	308	89	1760	2072	1500	3,0	600	500	—
	3000	23	960	222	89							
	2500	17,5	730	132	89							
	2000	13,5	730	96	85							
24НДн	5000	26	730	398	90	2150	2316	1895	5,0	800	600	—
	4700	20	730	285	90							
	4000	16,5	585	198	90							
	3800	13	585	154	87							
ОП2-87	7560-13320	8,2-15,2	585	630**	80-87	—	—	—	4,953	—	—	—
ОП3-87	9000-13680	15,0-22,4	730	1000**	80-87	—	—	—	5,200	—	—	—
ОП-5-87	9360-13680	7,1-11,6	585	500**	80-87	—	—	—	4,910	940	990	—
ОП6-87	6480-12960	3,9-7,5	585	320**	80-85	—	—	—	4,773	—	—	—
4ОПв-60	10000-17300	6-11	485	260-500	80-85	2025	1350	4860	8,28	960	1150	—
40Прв-60×2	10400-17300	1-21	485	450-940	80-85	2025	1350	4860	11,5	960	1150	—
ОП2-110	11800-21960	9,4-16,2	485	500-910	80-87	2660	2070	5780	7,495	1100	1250	1000
ОП3-110	14400-21600	15,5-22,9	585	925-1390	80-87	2660	2070	5790	7,460	1100	1250	1600
ОП5-110	10800-22320	4,5-8,4	485	230	80-87	2660	2070	5780	6,517	1250	1250	500
ОП6-110	14760-23760	7,5-12,7	485	—	80-87	2660	2070	5780	7,135	1250	1250	800
ОП2-110Э	11880-21960	9,4-16,2	485	500-910	80-87	2660	2070	5780	8,161	1100	1250	1000
ОП2-110КЭ	11880-21960	9,4-16,2	485	500-910	80-87	2660	2070	5780	8,775	1100	1250	1000
ОП5-110Э	10800-22320	4,5-8,4	485	230-830	80-87	2660	2070	5780	8,164	1250	1250	500
ОП5-110КЭ	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
ОП6-110Э	14760-23760	7,5-12,7	485	—	80-87	2660	2070	5780	8,08	1250	1250	800
ОП6-110КЭ	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
ОП2-145	20500-38160	9-16,1	365	1700-2000	87	3525	1875	7235	12,91	—	1675	2000
ОП5-145	25550-42500	7,7-12,4	375	1300	86	3525	1875	7235	12,35	1550	1675	1300
ОП6-145	18700-38160	4,9-8,0	365	740	86	3525	2040	7235	11,71	—	1675	800
ОП2-145Э	31200	14,9	365	1550	86	—	—	7650	14,723	—	1675	1600
ОП6-145К	3100	7,2	365	750	84	—	—	7650	14,27	2500	1675	800
ОП6-145КЭ	3100	7,2	365	750	84	—	—	7650	15,23	2500	1675	800

Примечания: 1. Насосы с обозначением Э имеют электромеханический привод разворота лопастей рабочего колеса, позволяющий регулировать работу насоса и обеспечивать его ввод в параллельную работу.

2. Насосы с обозначением К имеют камерный подвод к насосу и ручной привод для разворота лопастей рабочего колеса при остановлении насосе.

3. Насосы с обозначением КЭ имеют камерный подвод к насосу и электромеханический привод для разворота лопастей рабочего колеса.

4. Минимальный подпор на всасе насоса, необходимый для устранения кавитации, составляет 2 м вод. ст.

* Масса насоса и электродвигателя вместе с плитой.

** Рекомендуемая мощность.

Полный напор циркуляционного насоса H , м вод. ст.

$$H = h_T + \Delta p_{гидр} + \Sigma h_{тр} + \Sigma h_{м.с} + \frac{w_{0.в1}^2 + w_{0.в2}^2}{19,6}, \quad (8.21)$$

где h_T — геометрический напор, м вод. ст.; $\Delta p_{гидр}$ — гидравлическое сопротивление конденсатора, вычисляемое по формуле (8.13), м вод. ст.; $\Sigma h_{тр}$ — потеря напора на трение во всасывающем и нагнетательном трубопроводах, м вод. ст.; $\Sigma h_{м.с}$ — потеря напора на местные сопротивления задвижек, повороты и пр., м вод. ст.; $w_{0.в1}$ — скорость охлаждающей воды при входе во всасывающую трубу, м/с; $w_{0.в2}$ — скорость слива воды из нагнетательного трубопровода, м/с.

Геометрический напор h_T , м вод. ст., при температуре циркуляционной воды $\sim 4^\circ\text{C}$

$$h_T = h_2 - h_c, \quad (8.22)$$

где h_2 — высота подъема воды, м; h_c — высота сифона (обычно не более 7,5—8 м), м.

Для работающей турбинной установки полный напор циркуляционных насосов H , м вод. ст., определяют по уравнению

$$H = h_m + h_v + \frac{w_{0.в1}^2 + w_{0.в2}^2}{19,6}, \quad (8.23)$$

где h_m — напор воды на выходе из насоса по показанию манометра, отнесенный к оси насоса, м вод. ст.; h_v — разрежение на входе в насос по показанию вакуумметра, отнесенное к оси насоса, м вод. ст.

Мощность, потребляемая циркуляционным насосом $N_{ц.н}$, кВт

$$N_{ц.н} = Q_n H \rho / (3600 \cdot 102 \eta_n), \quad (8.24)$$

где Q_n — производительность насоса, м³/с; ρ — плотность воды, кг/м³; H — полный напор, развиваемый насосом, м вод. ст.; η_n — к. п. д. насоса (для различных циркуляционных насосов $\eta_n = 0,79 \div 0,9$).

Электрическая мощность, потребляемая от электросети для привода циркуляционного насоса, $N_{эд}$, кВт

$$N_{эд} = N_{ц.н} / \eta_{эд}, \quad (8.25)$$

где $\eta_{эд}$ — к. п. д. электродвигателя; для электродвигателей мощностью до 30 кВт $\eta_{эд} = 0,85 \div 0,89$, для электродвигателей мощностью от 100 до 250 кВт $\eta_{эд} = 0,9 \div 0,93$.

Технические характеристики циркуляционных насосов приведены в табл. 8.9.

4. Деаэраторы

Деаэрацией называют удаление из воды растворенных в ней газов. Содержащиеся в окружающем воздухе различные газы растворяются в воде в результате соприкосновения ее поверхности с воздухом. В питательную воду котлов и других теплообменных аппаратов воздух может попасть с добавочной водой, а также через неплотности в аппаратах и трубопроводах, работающих под вакуумом.

В конденсате паровых турбин после конденсаторов содержание кислорода превышает допустимую величину. Кислород этот попадает в питательную воду также с конденсатом, возвращаемым потребителями, если последний соприкасается с воздухом в открытых баках, а также если резервные конденсатные баки относятся к открытому типу.

Для удаления воздуха и других газов, растворенных в воде, на тепловых электростанциях применяют термическую деаэрацию.

Назначение деаэрации — удалить из воды в первую очередь кислород и углекислоту, наличие которых в растворенном виде является причиной интенсивной коррозии стальных поверхностей энергетического оборудования (барбанов котельных агрегатов, труб водяных экономайзеров и др.).

Деаэрация воды осуществляется не только в деаэраторах, но и в конденсаторах паровых турбин. Однако на пути от конденсатора до конденсатного насоса содержание кислорода может увеличиться за счет подсоса воздуха через сальники насосов и другие неплотности.

Принцип работы деаэратора заключается в нагреве питательной воды до температуры кипения в деаэрационной колонке и в вентилировании ее газового пространства. Воду, поступающую на деаэрацию, через патрубки вводят в смесительное устройство, расположенное в верхней части колонки. Стекая вниз, она распыляется в смесительном устройстве, что облегчает выделение газов при ее вскипании. Снизу, навстречу воде, через патрубки деаэрационной колонки подают пар. Количество греющего пара выбирают с таким расчетом, чтобы нагреть питательную воду до температуры кипения и вместе с оставшейся небольшой частью пара удалить газ из колонки.

Деаэрационная питательная вода поступает в аккумулятор деаэратора, емкость которого является резервной и используется в аварийных случаях; она рассчитана на работу турбоустановки при максимальном режиме продолжительностью не менее 20 мин.

Деаэраторы разделяются на вакуумные, работающие при давлении греющего пара 0,5 кгс/см², атмосферные, работающие при давлении греющего пара 1,2 кгс/см², и повышенного давления, работающие при давлении пара 6 кгс/см² и выше.

Вода в атмосферных деаэраторах подогревается до 104°C (температура кипения при давлении 1,2 кгс/см²), а в деаэраторах повышенного давления — примерно до 165°C. Имея такую температуру, вода поступает в питательный насос. Чтобы при входе в насос вода не вскипала и он мог надежно подавать ее в котел, давление воды перед насосом должно быть больше того давления, при котором происходит образование пара при данной температуре.

В связи с этим деаэраторы устанавливаются на сравнительно большой высоте над питательными насосами.

Деаэраторы являются важнейшим элементом оборудования электростанции; они

снабжаются устройствами для автоматического регулирования подачи пара и воды, водоуказательными стеклами, указателями уровня, устройствами сигнализации нижнего уровня воды в аккумуляторном баке, предохранительными клапанами, устанавливаемыми на баках, регуляторами перелива, манометрами для измерения давления в деаэрационной колонке и самопишущими кислородомерами, показывающими содержание кислорода в воде при выходе из деаэратора.

Емкость аккумулятора (бака) деаэратора для накопления деаэрированной воды рассчитывают по полезному водяному объему. В табл. 8.10 приведены технические характеристики деаэраторов.

ТАБЛИЦА 8.10
ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
ДЕАЭРАТОРОВ

Типоразмер деаэратора	Номинальная производительность, т/ч	Давление, кгс/см ²	Полезная емкость бака-аккумулятора, м ³
ДСВ-5	5	0,5	4
ДСВ-10	10	0,5	7,5
ДСВ-15	15	0,5	10
ДСВ-25	25	0,5	15
ДСА-10	10	1,2	7,5
ДСА-25	25	1,2	15
ДСА-50	50	1,2	25
ДСА-75	75	1,2	35
ДСА-100	100	1,2	50
ДСА-150	150	1,2	75
ДСА-200	200	1,2	75
ДСА-300	300	1,2	75
ДСП-112	112	6	50
ДСП-160	160	6	75
ДСП-315	315	6	100
ДСП-400	400	6	100

Примечания: Д — деаэратор; С — смешивающего типа; В — вакуумного типа; А — атмосферного типа; П — повышенного давления.

5. Регенеративные подогреватели низкого и высокого давления

Регенеративные подогреватели применяют для подогрева питательной воды котельных агрегатов отборным паром турбины. Они подразделяются на поверхностные и смешивающие.

В подогревателях *поверхностного* типа конденсат паровых турбин или питательная вода прокачивается по стальным или латунным трубкам, расположенным в общем цилиндрическом корпусе, а греющий пар омывает трубки снаружи, конденсируясь при этом на поверхности этих трубок.

В подогревателях *смешивающего* типа питательная вода или конденсат непосредственно соприкасается с греющим паром.

На отечественных тепловых электростанциях регенеративные подогреватели низкого давления служат для подогрева воды,

поступающей в деаэратор, а подогреватели высокого давления — для подогрева воды после питательных насосов. И те, и другие подогреватели — поверхностного типа. В тепловых схемах станций смешивающими подогревателями являются деаэраторы.

Подогрев конденсата, дренажей и добавочной воды с низкой температурой перед деаэратором необходим для того, чтобы средняя температура поступающей в колонку деаэратора воды была на 10—15 °С ниже температуры насыщения, соответствующей рабочему давлению деаэратора. При этом условии обеспечивается максимальное удаление газов из воды.

Греющий пар, отбираемый из промежуточных ступеней турбины, поступает в подогреватели, омывая поверхность пучка труб, по которым проходит питательная вода. Конденсат греющего пара каскадно из подогревателя с более высоким давлением греющего пара стекает в предыдущий по ходу питательной воды подогреватель, обогреваемый паром из последующего отбора турбины. Конденсат греющего пара из группы подогревателей высокого давления (ПВД) обычно направляется в деаэратор, а из группы подогревателей низкого давления (ПНД) отводится в конденсатор или возвращается в трубопровод основного конденсата специальным перекачивающим насосом.

Слив конденсата греющего пара из подогревателей осуществляется автоматически через конденсатоотводчики, снабженные поплавковыми регуляторами, или при помощи электронных регуляторов.

На случай разрыва трубок или появления свищей в трубной системе предусматривается автоматическое защитное устройство, перепускающее питательную воду, минуя подогреватель. Электронная защита предусматривается для блока подогревателей; она отключает его в случае нарушения нормальной работы одного из подогревателей блока. ПВД снабжаются защитным устройством, предназначенным для защиты турбины от попадания воды в случае разрыва трубок подогревателя или появления свищей в трубной системе.

ПНД с водяной стороны находятся под сравнительно низким давлением, создаваемым конденсатными насосами и равным 7—25 кгс/см². Давление питательной воды или конденсата должно превышать давление греющего пара, чтобы избежать парообразования и гидравлических ударов в трубных системах.

ПВД с водяной стороны находятся под давлением воды питательных насосов; в условиях отечественных электростанций давление воды составляет 60—340 кгс/см² и температура от 150 до 270 °С. С паровой стороны ПВД работают при достаточно высоких давлениях и температурах отборного пара. Так, давление пара перед последним ПВД для турбины Т-100/120-130-3 составляет 35 кгс/см², температура пара в отборе 390 °С.

В табл. 8.11 и 8.12 приведены технические характеристики подогревателей низкого и высокого давления.

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Типоразмер подогрева- теля	Завод изгото- витель	Поверх- ность нагрева, м ²	Число ходов воды	Расход воды, т/ч	Давление пара, кгс/см ²	Максимальная температура воды на выходе, °С	Избыточ- ное давле- ние воды, кгс/см ²	Диаметр трубкок, мм	Число трубкок, шт.	Пробное гидравли- ческое (избыточное) давление, кгс/см ²		Масса, т	
										трубной системы	корпуса	без воды	при полном заполнении водой
ПН-2	КТЗ	1,95	Винтовые (однотаз- овые)	3,9	0,49	75	4,0	16/14	—	6,5	2,0	0,21	—
ПН-4	КТЗ	3,76	То же	7,0	0,39	70	4,0	19/17	—	6,5	2,0	0,3	—
ПН-5.5	КТЗ	5,9	»	10,9	0,63	81	4,0	22/20	—	7,0	2,0	0,39	—
ПН-13	КТЗ	13,14	»	23	0,53	77	—	22/20	—	7,0	2,0	0,7	—
ПН-30-В-1	СЭМ	30	»	—	0,5	100	3,5	19/17	96	5,5	2,5	0,9	—
ПНД-40	БМЗ	40	6	50	0,5	75	—	16/14,5	170	20,0	2,0	1,8	—
ПН-65-1	СЭМ	65	4	73	0,05	75	12,0	16/14,5	257	15,0	2,0	2,0	3,1
ПН-65-2	СЭМ	65	4	91	4,0	140	12,0	16/14,5	257	15,0	6,0	2,0	3,6
ПН-65-3	СЭМ	65	4	85	0,05	75	12,0	16/14,5	257	15,0	2,0	2,0	3,2
ПН-65-3А	ТКЗ	65	6	—	0,05	71	12,0	16/14,5	263	15,0	2,0	1,6	3,6
ПН-65-4	СЭМ	65	4	95	6,6	150	12,0	16/14,5	257	15,0	8,6	2,0	3,2
ПН-65-4А	ТКЗ	65	6	—	5,6	150	12,0	16/14,5	263	15,0	8,6	1,7	3,6
ПН-80	СЭМ	80	4	—	0,05	75	7,0	16/14,5	246	10,0	2,0	1,7	3,1
ПН-90М	СЭМ	90	6	121	7,0	150	15,0	16/14,5	530	19,0	10,0	3,1	5,2
ПН-100-1М	СЭМ	100	6	110	0,65	83	4,0	16/14,5	696	8,0	2,0	2,4	4,2
ПН-100-2М	СЭМ	100	6	314	2,0	65	15,0	16/14,5	520	19,0	3,0	2,5	5,5
ПНД-100	ТКЗ	100	6	—	1,5	125	16,0	16/14,5	417	20,0	2,5	2,3	4,9
ПНД-100-1	ТКЗ	100	6	—	2,0	130	16,0	16/14,5	417	20,0	3,0	2,4	4,9
ПНД-130М	СЭМ	130	6	145	0,5	70	5,5	16/14,5	451	8,0	2,0	2,7	4,9
ПН-130-1М	СЭМ	130	6	135	0,5	80	15,0	16/14,5	530	1,9	2,0	4,0	7,5
ПН-130-2М	СЭМ	130	6	170	8,0	150	15,0	16/14,5	530	19,0	10,0	3,7	7,4
ПН-130-3М	СЭМ	130	6	170	7,0	150	15,0	16/14,5	530	19,0	10,0	3,4	7,3
ПН-130-4М	СЭМ	130	6	135	0,5	80	15,0	16/14,5	530	1,9	2,0	4,0	7,5
ПН-130-5А	СЭМ	130	6	—	7,0	230	16,0	16/14,5	532	20,0	6,0	3,1	6,4
ПН-130-5М	ТКЗ	130	6	170	8,0	150	15,0	16/14,5	530	19,0	10,0	3,7	7,4
ПН-130-6М	ТКЗ	130	6	198	10,0	180	15,0	16/14,5	536	19,0	18,0	3,4	6,2

Примечание. СЭМ — Саратовский завод энергетического машиностроения; ТКЗ — производственное объединение «Красный котельник» (г. Таганрог).

ТАБЛИЦА 8.12

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Типоразмер подогревателя	Завод-изготовитель	Поверхность нагрева, м²	Число ходов воды	Расход воды, т/ч	Гидравлическое сопротивление системы, м вод. ст.	Давление пара, кгс/см²	Максимальная температура воды на выходе, °С	Давление воды (наблюд- ное), кгс/см²	Диаметр трубок, мм	Число спиралей или зме- евиков	Пробное гидравличес- кое (наблюд- ное) давление, кгс/см²		Масса, т				подогревателя при полном за- полнении водой
											трубной системы	корпуса	подогревателя без арматуры и трубопроводов	трубной системы без воды	трубной системы с водой		
ПВ-6	КТЗ	5,6	Винтовые (одноза- ходные) То же	10,5	5,88	5,0	146	55	25/21	4	69	7,5	0,364	0,08	0,1	0,5	
ПВ-10	КТЗ	10,25	»	18,1	3,6	5,0	104	55	25/21	8	69	7,5	0,63	0,2	0,26	0,85	
ПВ-15	КТЗ	14,5	»	28	8,0	5,0	147	64	30/25	8	69	7,5	0,825	0,27	0,31	—	
ПВ-30	КТЗ	30	»	60,2	—	5,0	146	64	30/25	18	69	7,5	1,79	0,62	0,79	—	
ПВ-60-3	СЗЭМ	60	»	—	—	9,0	175	59	16/13	—	90	15,0	2,78	—	—	3,01	
ПВД-100	БМЗ	100	6	—	6,0	15,0	170	80	16/13	363	100	19	—	—	—	—	
ПВ-120/180 № 1	ТКЗ	120	3	106	19,5	18,3	200	180	32/25	92	225	22	10,9	7,4	8,1	18,0	
ПВ-120/180 № 2	ТКЗ	120	3	106	19,5	31,5	230	180	32/25	92	225	46	13,4	7,3	8,1	20,0	
ПВ-150/180 № 1	ТКЗ	150	1	187	20,0	18,0	200	180	32/25	56	225	22	11,4	7,7	8,8	17,4	
ПВ-150/180 № 2	ТКЗ	150	1	187	20,0	34,0	230	180	32/25	56	225	50	15,2	8,6	9,7	21,2	
ПВ-200/180 № 1	ТКЗ	200	3	200	23,5	18,0	200	180	32/25	148	270	22	13,4	9,1	10,4	19,7	
ПВ-200/180 № 2	ТКЗ	200	3	200	23,5	34,0	230	180	32/25	148	270	66	17,82	10,1	11,4	24,1	
ПВ-250/180 № 1	ТКЗ	250	2	363	25,0	12,0	250	180	32/25	208	225	15	17,5	12,0	13,5	24,7	
ПВ-250/180 № 2	ТКЗ	250	2	363	25,0	21,0	250	180	32/25	208	225	27	18,2	12,0	13,5	24,9	
ПВ-250/180 № 3	ТКЗ	250	2	363	22,0	33,0	250	180	32/25	208	225	49,5	21,8	12,7	14,2	28,3	
ПВ-350/230 № 6	ТКЗ	350	2	375	28,0	21,0	250	230	32/25	252	290	25	22,3	16,0	19,0	33,0	
ПВ-350/230 № 7	ТКЗ	350	2	375	28,0	36,0	250	230	32/25	252	290	44	26,0	16,4	19,0	36,0	

6. Масляная система турбоагрегата

Масляная система турбоагрегата состоит из масляного бака, маслоохладителей, главного и пускового масляных насосов, маслопроводов с арматурой и автоматических устройств. Она предназначена для обеспечения маслом системы регулирования, системы смазки подшипников и зубчатых передач.

Масляная система снабжена манометрами для измерения давления масла в системе регулирования и в маслопроводе к подшипникам за редукционным клапаном, а также термометрами для измерения температуры масла перед маслоохладителями и за ними, на сливных маслопроводах из подшипников и вкладышей подшипников, имеющих специальные гильзы для установки термометров.

Системы смазки и регулирования представляют собой единую систему маслоснабжения турбоагрегата.

Давление масла в системе регулирования при работе турбины поддерживают обычно в пределах $4-6 \text{ кгс/см}^2$, а в системе смазки подшипников в пределах $0,4-0,85 \text{ кгс/см}^2$ и редко — в пределах $1-1,8 \text{ кгс/см}^2$.

Регулирование давления масла в системе смазки подшипников производят редукционным клапаном 3 (рис. 8.3) или другим

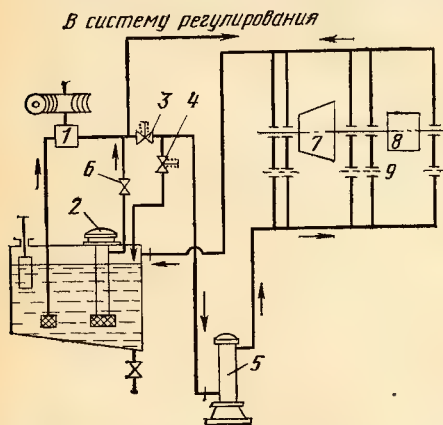


Рис. 8.3. Принципиальная схема масляной системы турбоагрегата:

1 — главный масляный насос; 2 — пусковой масляный турбонасос; 3 — редукционный клапан; 4 — предохранительный клапан; 5 — маслоохладитель; 6 — обратный клапан; 7 — турбина; 8 — генератор; 9 — ограничительные шайбы (диафрагмы)

каким-либо устройством и предохранительным клапаном 4, через который во время работы турбины непрерывно проходит и сливается в бак излишек масла, так как производительность масляного насоса больше расхода масла, поступающего на регулирование и смазку.

Турбинное масло должно удовлетворять требованиям Правил технической эксплуатации электрических станций и сетей (13-е изд.).

Масло при работе турбоагрегата с течением времени теряет свои первоначальные свойства, ухудшаются его смазывающие качества, в связи с чем его необходимо заменять свежим. Срок службы турбинного масла, характер происходящих в нем изменений и необходимость замены зависят от условий работы, конструктивных особенностей оборудования и состояния масляной системы. При нормальной эксплуатации срок службы турбинного масла достигает нескольких лет.

Основными причинами ухудшения качества турбинного масла являются:

а) *обводнение* вследствие проникновения водяного пара и воды в масляную систему (при утечке пара из концевых лабиринтовых уплотнений вала; в результате неплотностей в парозапорных органах на линии подвода свежего пара к турбине пускового масляного насоса и на линии его выхлопной части; через неплотности в маслоохладителях, если давление воды в них больше давления масла, а также вследствие конденсации паров из влажного воздуха при недостаточной герметичности масляной системы);

б) *механическое загрязнение* в виде окалин, формовочного песка, золы, угольной или другой пыли и мельчайших металлических частиц от износа деталей (скорость накопления пыли в масле в значительной мере зависит от степени насыщения ею воздуха помещения и от герметичности масляной системы);

в) *окисление* происходит при воздействии на него кислорода воздуха или воды и значительно ускоряется с увеличением температуры масла.

Наличие воды в масле способствует образованию шлама, который откладывается на стенках маслопроводов, загрязняет их, ведет к сужению и закупорке небольших отверстий для прохода масла, снижает поступление его на смазку и ухудшает смазывающие качества; кроме того, присутствие воды в масле увеличивает нагрев подшипников и зубчатых передач, ускоряет процесс окисления и старения масла, ведет к образованию стойкой эмульсии.

Наличие увлажненных масляных паров вызывает коррозию металлических поверхностей.

С увеличением окисления масла возрастает его вязкость, снижается температура вспышки и увеличивается содержание в нем смолистых веществ. Такое ухудшение качеств масла называется *старением*.

Процесс старения масла ускоряется при местном его перегреве в подшипниках, зубчатых передачах и других трущихся деталях, а также при воздействии на него пара с высокой температурой. Окисленное масло вызывает коррозию металлических поверхностей.

За качеством турбинного масла, находящегося в масляной системе турбоагрегата, должен быть установлен тщательный регулярный контроль в сроки и в объеме, предусмотренном ПТЭ. При отклонении одной из характеристик масла от нормы и невозможности восстановить качество его при

ТАБЛИЦА 8.13

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МАСЛООХЛАДИТЕЛЕЙ

Показатели	МП-21	МП-37	М-60	МП-65
Поверхность охлаждения, м ²	21	37	60	65
Избыточное давление, кгс/см ²	3,3	3,3	5,0	3,3
Пробное гидравлическое избыточное давление водяной и масляной систем, кгс/см ²	5,0	5,0	8,0	5,0
Диаметр трубок, мм	16/14	16/14	19/17	19/17
Длина трубок, мм	1497	1497	2140	2570
Число трубок, шт.	290	510	513	434
Масса трубок, кг	138	245	950	876
Масса маслоохладителя, т	0,8	1,1	2,4	1,6

Примечание. Трубы выполнены из латуни Л68.

ТАБЛИЦА 8.14

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СИСТЕМ МАСЛОСНАБЖЕНИЯ
КОНДЕНСАЦИОННЫХ ТУРБИН

Показатели	К-4-35	К-6-35	К-25-90
Избыточное давление масла, кгс/см ² :			
в системе регулирования	4—6	4—6	12
в системе смазки	0,5	0,5	0,4
Тип главного масляного насоса	Зубчатый		
Пусковой насос:			
марка	ТНМ-6-20	ТНМ-6-20	МТ-12-150
производительность, м ³ /ч	30	30	150
напор, м вод. ст.	50	50	120
тип привода	Турбинный		
мощность, кВт	—	—	100
частота вращения, об/мин	7000	7000	4000
Аварийный насос:			
марка	РЗ-30	РЗ-30	4НДв
производительность, м ³ /ч	10,8	10,8	90
напор, м вод. ст.	—	—	25
электродвигатель	ПН-28,5	ПН-28,5	ПН-100
мощность, кВт	1,6	1,6	12
частота вращения, об/мин	1000	1000	1500
Падение избыточного давления масла в системе смазки*, кгс/см ²	<0,25—03	<0,25—03	<0,2
Число маслоохладителей, шт.	3	3	2
Емкость масляной системы, м ³	2	1,5	16

Примечание. При полной нагрузке турбины для очистки отключают только один маслоохладитель.

* При данной величине аварийный масляный насос включается автоматически.

ТАБЛИЦА 8.15

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СИСТЕМ МАСЛОСНАБЖЕНИЯ ТУРБИН
С ТЕПЛОФИКАЦИОННЫМ ОТБОРОМ ПАРА

Показатели	Т-4-35	Т-6-35	Т-12-35	Т-25-90 (модель 4)	Т-25-90 (модель 5)
Избыточное давление масла, кгс/см ² :					
в системе регулирования	4—6	4—6	8	12	12—14
в системе смазки	0,5	0,5	0,5	0,4	0,5

Показатели	Т-4-35	Т-6-35	Т-12-35	Т-25-90 (модель 4)	Т-25-90 (модель 5)
Тип главного масляного насоса	Зубчатый		Центробеж- ный	Винтовой	Центробеж- ный
Пусковой насос:	ТНМ-6-20	ТНМ-6-20	ТНОМ-100-1	МТ-12-150	6МС-6×5
марка	ТНМ-6-20	ТНМ-6-20	ТНОМ-100-1	МТ-12-150	6МС-6×5
производительность, м ³ /ч	30	30	60	150	160
напор, м вод. ст.	50	50	67	120	225
тип привода	Турбинный				Электродви- гатель А-102-4
мощность, кВт	—	—	21	100	160
частота вращения, об/мин	7000	7000	4500	4000	1450
Аварийный насос:	РЗ-30	РЗ-30	ЭК-9а	4НДв	4НДв*1
марка	РЗ-30	РЗ-30	ЭК-9а	4НДв	4НДв*1
производительность, м ³ /ч	10,8	10,8	30	90	90
напор, м вод. ст.	—	7	22,5	25	25
электродвигатель	ПН-28,5	ПН-28,5	ПН-28,5	ПН-100	ПН-100
частота вращения, об/мин	1000	1000	2800	1500	1500
Падение избыточного да- вления масла в системе смаз- ки*2, кгс/см ²	<0,25— 0,3	<0,25—0,3	<0,2	<0,2	<0,2
Число маслоохладителей, шт.	3	3	2	2	2
Емкость масляной системы, м ³	2	1,5	7*3	16	14*3

Примечание. При полной нагрузке турбины для чистки может быть отключен только один маслоохладитель.

*1 Сблокирован с электродвигателем переменного тока типа А-62-4 ($N=17$ кВт; $n=1450$ об/мин) для привода резервного насоса.

*2 При данной величине аварийный масляный насос включается автоматически.

*3 Емкость масляного бака.

ТАБЛИЦА 8.16

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СИСТЕМ МАСЛОСНАБЖЕНИЯ ТУРБИН
С ПРОИЗВОДСТВЕННЫМ ОТБОРОМ ПАРА

Показатели	П-0,75-35/5	П-1,5-35/5	П-2,5-35/5	П-4-35/5	П-6-35/5	П-6-35/5 (модель 2)
Избыточное давление масла, кгс/см ² :						
в системе регулиро- вания	3,5—6,5	3,5—6,5	3,5—6,5	4—6	3,5—6,5	4—6
в системе смазки	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Тип главного масляного насоса	Центробежный			Зубчатый	Центро- бежный	Зубчатый
Пусковой насос:	ТНМ-7-35	ТНМ-7-35	ТНМ-6-20	ТНМ-6-20	ТНМ-6-20	ТНМ-6-20
марка	ТНМ-7-35	ТНМ-7-35	ТНМ-6-20	ТНМ-6-20	ТНМ-6-20	ТНМ-6-20
производительность, м ³ /ч	35	35	20	30	20	30
напор, м вод. ст.	70	70	55	50	55	50
частота вращения, об/мин	7000	7000	7000	7000	7000	7000

Показатели	П-0,75-35/5	П-1,5-35/5	П-2,5-35/5	П-4-35/5	П-6-35/5	П-6-35/5
Аварийный насос:						
марка	РЗ-30	РЗ-30	РЗ-30	РЗ-30	РЗ-30	РЗ-30
производительность, м³/ч	18	18	18	10,8	18	10,8
напор, м вод. ст.	7	7	7	—	7	—
тип электродвигателя	ПН-17,5	ПН-17,5	ПН-17,5	ПН-28,5	ПН-17,5	ПН-28,5
мощность, кВт	1	1	1	1,6	1	1,6
частота вращения, об/мин	1000	1000	1000	1000	1000	1000
Падение избыточного давления масла в системе смазки*, кгс/см²	<0,2	<0,2	<0,2	<0,25—0,3	<0,2	<0,25—0,3
Число маслоохладителей, шт.	2	2	2	3	2	3
Емкость масляной системы, м³	1,0	1,3	1,0	2,0	1,5	2,0

Примечания: 1. Пусковые насосы имеют турбинный привод.

2. При полной нагрузке турбины для чистки может быть отключен только один маслоохладитель.

* При данной величине аварийный масляный насос включается автоматически.

ТАБЛИЦА 8.17

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СИСТЕМ МАСЛОСНАБЖЕНИЯ ТУРБИН
С ПРОИЗВОДСТВЕННЫМ И ТЕПЛОФИКАЦИОННЫМ ОТБОРАМИ ПАРА

Показатели	ПТ-12-35/10	ПТ-12-90/10	ПТ-25-90/10 (модель 3)	ПТ-25-90/10 (модель 4)
Избыточное давление масла, кгс/см²:				
в системе регулирования	8	8	12	12—14
в системе смазки	0,5	0,5	0,4	0,5
Тип главного масляного насоса	Центробежный		Винтовой	Центробежный
Пусковой насос:				
марка	ТНОМ-100-1	ЭМН-8-11	МТ-12-150	6МС—6×5
производительность, м³/ч	60	9,6	150	150
напор, м вод. ст.	67	80	120	225
тип привода	Турбинный	Электродвигатель АО-52-4В-3	Турбинный	Электродвигатель А-102-4
мощность, кВт	21	7	100	160
частота вращения, об/мин	4500	1440	4000	1476
Резервный насос:				
марка	—	—	—	4НДв
производительность, м³/ч	—	—	—	90
напор, м вод. ст.	—	—	—	25
электродвигатель	—	—	—	А-62-4
мощность, кВт	—	—	—	14
частота вращения, об/мин	—	—	—	1500
Аварийный насос:				
марка	ЗК-9	НШ-85-1	4НДв	—
производительность, м³/ч	35	5,1	90	—
напор, м вод. ст.	22,5	1	25	—
электродвигатель	ПН-28,5	П-22В-1 и АО-32-4В-1	ПН-100	ПН-100*2
мощность, кВт	5,3	1	12	12
частота вращения, об/мин	2800	1500	1500	1500

Показатели	ПТ-12-35/10	ПТ-12-90/10	ПТ-25-90/10 (модель 3)	ПТ-25-90/10 (модель 4)
Падение избыточного давления масла в системе смазки ^{*1} , кгс/см ² . . .	<0,2	<0,25	<0,2	<0,2
Число маслоохладителей, шт	2	2	2	2
Емкость масляной системы, м ³	7* ³	2,5	16	14* ³

Примечание. При полной нагрузке турбины для чистки может быть отключен только один маслоохладитель.

*¹ При данной величине аварийный масляный насос включается автоматически.

*² Работает в блоке с резервным насосом.

*³ Емкость масляного бака.

ТАБЛИЦА 8.18

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
СИСТЕМ МАСЛОСНАБЖЕНИЯ ТУРБИН С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ

Показатели	Р-1,5-15/3; Р-1,5-35/15; Р-2,5-35/3; Р-2,5-35/6; Р-4-35/3	Р-4-35/11	Р-6-35/5; Р-6-35/10	Р-6-90/31	Р-12-35/5	Р-12-90/31	Р-25-90/31; Р-25-90/18
Избыточное давление масла, кгс/см ² : в системе регули- рования в системе смазки Главный масля- ный насос	3,5—6,5 0,5 Центро- бежный	4—6 0,5 Зубчатый	4—6 0,5	8 0,5	6,5 0,5 Центробежный	12 0,5	15 1,75
Пусковой насос: марка производитель- ность, м ³ /ч напор, м вод. ст. тип привода	ТНМ-6-20			КС-50× ×5	НШ- 280-5*	НШ-280-5	6Н7×26
	20	30	30	50	16,8	16,8	116
	55	50	50	125	55	55	120
	—	Турбинный			—	Электродвигатель АО-52-4Ф2	
мощность, кВт частота враще- ния, об/мин	— 7000	— 7000	— 7000	40 —	7 1440	7 1440	125 3000
Аварийный насос: марка производитель- ность, м ³ /ч напор, м вод. ст. электродвигатель мощность, кВт частота враще- ния, об/мин	РЗ-30 18 7 ПН-17,5 1 1000	РЗ-30 10,8 — ПН-28,5 1,6 1000	РЗ-30 10,8 — — 1,6 1000	2К-6а 26 18 — — —	НШ-85-1* — 8 — 1 1500	3К-9а 35 22,5 ПН-28,5 5,3 2800	4НДв** 90 25 ПН-100 15 1600
Падение избыточного давления масла в си- стеме смазки***, кгс/см ²	<0,2	<0,25- 0,3	<0,25- 0,3	—	<0,25	—	<0,2
Количество маслоох- ладителей, шт. Емкость масляной си- стемы, м ³	2 1	3 1	3 1,5	2 7****	2 3	2 7****	4 13

Примечание. При полной нагрузке турбины для чистки может быть отключен только один маслоохладитель.

* Поставляются комплектно с электродвигателями.

** В масляной системе турбин типов Р-25-90/31 и Р-25-90/18 имеется еще по одному масляному насосу типа 4НДв с теми же характеристиками, но с приводом от электродвигателя переменного тока типа А-62-4 (N=14 кВт; n=1450 об/мин).

*** При данной величине аварийный масляный насос включается автоматически.

**** Рабочая емкость масляного бака.

работе турбоагрегата масло подлежит замене в кратчайший срок.

Во время работы турбоагрегата часть масла, циркулирующего в системе, теряется вследствие испарения, утечек через неплотности, физико-химического изменения состава с образованием шлама (механических примесей), слива из бака с отстоем воды и шлама и отбора проб. Это вызывает необходимость в периодической доливке бака свежим маслом той же марки до нормального уровня.

Ниже приведены данные о среднесуточном расходе масла на долив масляной системы турбоагрегата установленной мощности для компенсации перечисленных выше потерь и с учетом потери масла при ремонте турбины и его регенерации:

Мощность турбины, кВт . . .	100-200	201-500	501-1000	1001-2000	2001-3000
Расход масла, г/кВт	0,5	0,4	0,25	0,15	0,10
Мощность турбины, кВт . . .		4000	6000	8000	10000
Расход масла, г/кВт		0,04	0,03	0,025	0,020

Согласно нормам, средний срок службы турбинного масла составляет два года. Непонижаемый запас его (каждой марки) должен быть равен емкости масляной системы наибольшего агрегата плюс запас на доливки в размере не менее 45-дневной потребности.

Загрязняющие и ухудшающие турбинное масло вещества составляют обычно небольшую часть в общем его объеме и могут быть удалены очисткой и регенерацией (восстановлением его первоначальных свойств путем удаления из масла чрезмерно окисленных и смолистых продуктов).

После очистки и восстановления первоначальных свойств отработавшее масло может быть вторично использовано как свежее или в смеси со свежим.

Метод очистки и регенерации слитого или находящегося в работе турбинного масла зависит от характера его загрязнения и физико-химических свойств. Наиболее распространенными способами очистки масла являются отстой, сепарация, фильтрация, обработка серной кислотой, силикагелем (двуокись кремния SiO₂) и окисью алюминия (Al₂O₃). Сорбенты (SiO₂ и Al₂O₃) — это гранулированные вещества с большой пористостью, хорошо воспринимающие влагу и способствующие поглощению продуктов старения масла.

Технические характеристики маслоохладителей приведены в табл. 8.13, а систем маслоснабжения турбин — в табл. 8.14—8.18.

7. Комплектуемое вспомогательное оборудование турбин

Типы комплектуемого вспомогательного оборудования паротурбинных установок с конденсационными турбинами, турбин с регулируемыми отборами пара и противодавленческих турбин приведены в табл. 8.19—8.23.

ТАБЛИЦА 8.19

ТИПЫ КОМПЛЕКТУЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК С КОНДЕНСАЦИОННЫМИ ТУРБИНАМИ (БЕЗ РЕГУЛИРУЕМЫХ ОТБОРОВ ПАРА)

Оборудование	К-4-35	К-6-35	К-25-90
Электрический генератор	T2-4-2 КП-385	T2-6-2 КП-540	T2-25-2 25КПС-6 или 25КПС-7
Конденсатный насос	5КС-5×2	5КС-5×2	8КСД-5×3
Эжекторы:			
пусковой	—	ЭП-12	ЭП-2-600-3
основной	ЭЖ-А	ЭО-30	ЭП-2-400-3
Подогреватели:			
низкого давления	ПН-30-В-1	ПН-30-В-1	ПН-65-3; ПН-65-4
высокого давления	ПВ-60-3	ПВ-60-3	ПВ120/180 № 1; ПВ120/180 № 2
Вспомогательные масляные насосы:			
пусковой	ТНМ-6-20	ТНМ-6-20	МТ-12-150
аварийный	РЗ-30	РЗ-30	4НДв

ТАБЛИЦА 8.20

ТИПЫ КОМПЛЕКТУЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК
С КОНДЕНСАЦИОННЫМИ ТУРБИНАМИ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫМ ОТБОРОМ ПАРА

Оборудование	П-0,75-35/5	П-1,5-35/5	П-2,5-35/5	П-4-35/5
Электрический генератор	T2-0,75-2	T2Б-1,5-2	T2-2,5-2	T2-4-2
Конденсатор	КП-110	КП-195	КП-280	КП-385
Конденсатный насос	2К-6	3К-6	ЭКН-18-К	5КС-5×2
Эжекторы:				
пусковой	ЭП-12	ЭП-12	ЭП-12	—
основной	ЭО-10	ЭО-15	ЭО-17	ЭЖ-А
Подогреватели:				
низкого давления	ПН-2	ПН-4	ПН-5,5	ПН-30-В-1
высокого давления	ПВ-6	ПВ-10	ПВ-15	ПВ-60-3
Вспомогательные масляные насосы:				
пусковой	ТНМ-7-35	ТНМ-7-35	ТНМ-6-20	ТНМ-6-20
аварийный	РЗ-30	РЗ-30	РЗ-30	РЗ-30

Продолжение табл. 8.20

Оборудование	П-6-35/5	П-6-35/5 (модель 2)	П-25-29-10
Электрический генератор	T2-6-2	T2-6-2	ТВ2-30-2 или ТГВ-25
Конденсатор	КП-540	КП-480	25КПС-6
Конденсатный насос	ЭКН-18-К	5КС-5×2	КД-153
Эжекторы:			
пусковой	ЭП-12	—	ЭП-1-600-3
основной	ЭО-30	ЭЖ-Б	ЭП-2-400-3
Подогреватели:			
низкого давления	ПН-13	ПН-30-В-1	ПН-100-1М
высокого давления	ПВ-30	ПВ-60-3	ПВ-150-2; ПВ-150-3
Вспомогательные масляные насосы:			
пусковой	ТНМ-6-20	ТНМ-6-20	МТА-12-150
аварийный	РЗ-30	РЗ-30	4НДв

ТАБЛИЦА 8.21

ТИПЫ КОМПЛЕКТУЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК
С КОНДЕНСАЦИОННЫМИ ТУРБИНАМИ И ТЕПЛОФИКАЦИОННЫМ ОТБОРОМ ПАРА

Оборудование	Т-4-35	Т-6-35	Т-12-35	Т-25-90 (модель 4)	Т-25-90 (модель 5)
Электрический генератор	—	T2-6-2	T2-12-2	ТВ2-30-2 или ТГВ-25	ТВС-30
Конденсатор	КП-385	КП-540	КС-940-1	25КПС-6 или 25КПС-7	К2-1750-1 или К2-2000-1
Конденсатный насос	5КС-5×2	5КС-5×2	5КС-5×2	8КСД-5×3	8КСД-5×3
Эжекторы:					
пусковой	—	ЭП-12	ЭП-1-300	ЭП-1-600-3	ЭП-1-600-3
основной	ЭЖ-А	ЭО-30	ЭП-2-300	ЭП-2-400-3	ЭП-2-400-3
Подогреватели:					
низкого давления	ПН-30-В-1	ПН-30-В-1	ПНД-40	ПН-65-3; ПН-130-5М	ПН-65-3; ПН-130-3М; ПН-130-5М
высокого давления	ПВ-60-3	ПВ-60-3	ПВД-100	ПВ-200/180 № 1; ПВ-200/180 № 2	ПВ-200/180 № 1; ПВ-200/180 № 2
Вспомогательные: масляные насосы:					
пусковой	ТНМ-6-20	ТНМ-6-20	ТНОМ-100-1	МТ-12-150	КСМ-70×8
аварийный	РЗ-30	РЗ-30	3К-9а	4НДв	6К-12а

ТАБЛИЦА 8.22

**ТИПЫ КОМПЛЕКТУЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК
С КОНДЕНСАЦИОННЫМИ ТУРБИНАМИ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫМ
И ТЕПЛОФИКАЦИОННЫМ ОТБОРАМИ ПАРА**

Оборудование	ПТ-12-35/10	ПТ-12-90/10	ПТ-25-90/10 (модель 3)	ПТ-25-90-10, (модель 4)
Электрический генератор	T2-12-2 КС-940-1	T2-12-2 КП-540	ТВ2-30-2 или ТГВ-25 25КСЦ-6 или 25КСЦ-7	ТВС-30 К2-1750-1 или К2-2000-1
Конденсатный насос	5КС-5×2	5КС-5×4	8КСД-5×3	8КСД-5×3
Подогреватели: низкого давления	ПНД-40	ПН-65-3	ПН-65-1; ПН-65-2; ПН-65-3; ПН-65-4; ПН-130-2М; ПН-130-5М	ПН-65-3; ПН-130-5М
высокого давления	ПВД-100	—	—	ПВ-200/180 № 1; ПВ-200/180 № 2
Вспомогательные масля- ные насосы: пусковой резервный аварийный	ТНОМ-100-1 — ЗК-9	ЭМН-8-11 — НШ-85-1	МТ-12-150 — 4НДв	КСМ-70×8 6К-12а 6К-12а

ТАБЛИЦА 8.23

**ТИПЫ КОМПЛЕКТУЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК
С ТУРБИНАМИ С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ**

Оборудование	Р-1,5-15/3 Р-1,5-35/15	Р-2,5-35/3, Р-2,5-35/5	Р-4-35/3, Р-4-35/10	Р-6-35/5, Р-6-35/10
Электрический генератор	T2Б-1,5-2	T2-2,5-2	T2-4-2	T2-6-2
Подогреватель высокого давления	—	—	—	—
Вспомогательные масляные насосы: пусковой аварийный	ТНМ-6-20 РЗ-30	ТНМ-6-20 РЗ-30	ТНМ-6-20 РЗ-30	ТНМ-6-20 РЗ-30

Продолжение табл. 8.23

Оборудование	Р-6-90/31	Р-12-90/31	Р-25-90/31, Р-25-90/18
Электрический генератор	T2-6-2	T2-12-2	ТВС-30
Подогреватель высокого давления	—	—	ПВ-350/230 № 6; ПВ-350/230 № 7
Вспомогательные масляные насосы: пусковой аварийный	КСМ-50×5 2К-6а	НШ-280-5 ЗК-9а	6Н-7×26 4НДв*

* В масляной системе имеется также резервный электронасос типа 4НДв с теми же характеристиками, что и аварийный насос.

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ ВОЗДУШНЫЕ КОМПРЕССОРЫ И НАГНЕТАТЕЛИ РАЗЛИЧНОГО НАЗНАЧЕНИЯ [1—4]

1. Классификация

Компрессорные машины характеризуются разнообразием типов; их классифицируют по многим признакам, из которых ниже рассмотрены основные, наиболее распространенные.

По степени повышения давления (степени сжатия) рабочего тела (газов, паров). Степень сжатия ϵ характеризуется отношением давления газа вблизи выхода из нагнетательного патрубка машины p_k к давлению газа вблизи входа во всасывающий патрубок машины p_n , т. е. $\epsilon = p_k/p_n$, где p_k — конечное давление газа (на выходе из нагнетательного патрубка), кгс/см²; p_n — начальное давление газа (на входе во всасывающий патрубок), кгс/см².

При $\epsilon < 1,15$ машины называют *вентиляторами*. Производительность вентиляторов изменяется в широких пределах: от самых малых значений до ~ 1000 м³/ч; при $1,15 < \epsilon < 3,5$ и если газ не охлаждается в процессе сжатия, машины называют *нагнетателями* (газовоздуходувками). Производительность нагнетателей колеблется в пределах от 1 м³/ч до 500 м³/ч; при $\epsilon > 1,15$ и наличии устройств для охлаждения газов в процессе их сжатия машины называют *компрессорами*. Производительность компрессоров изменяется в тех же пределах, что и у нагнетателей.

По условиям сообщения сжимаемым рабочим телам дополнительной энергии. Компрессорные машины, работающие по объемному (вытеснительному) принципу, характеризуются тем, что рабочее тело засасывается в некоторую емкость, в которой оно под действием относительно медленно движущихся твердых стенок (поршней, пластин) сжимается, а затем, после повышения давления, вытесняется в газопровод, называются *поршневыми* и *роторными* (с вращающимися поршнями). По кратности подачи поршневые компрессоры подразделяются на компрессоры *одинарного* и *двойного действия*, по числу ступеней — на *одноступенчатые*, *двухступенчатые*, *дифференциального действия* и *многоступенчатые*.

Компрессорные машины, работающие по динамическому (турбулентному) принципу, характеризуются тем, что частицам сжимаемого рабочего тела сообщается быстро движущимися (вращающимися) твердыми стенками (лопастями, лопатками, дисками со специальными каналами) высокая скорость, которая затем в специальных диффузорах преобразуется в давление, носят общее название *турбокомпрессоров*. Если сжимаемое рабочее тело движется в машине перпендикулярно оси вращения ротора, компрессорную машину называют *центробежной* или *радиальной*. При движении сжимаемого рабочего тела вдоль оси вращения ротора компрессорную машину на-

зывают *осевой* (аксиальной). Компрессорные машины этого типа — *многоступенчатые*.

Компрессорные машины классифицируют и по другим признакам.

2. Основные параметры

Режим работы компрессора и нагнетателя характеризуется начальным состоянием газа, его конечным давлением, производительностью, потребляемой мощностью, а для компрессоров также расходом и начальной температурой охлаждающей воды.

За начальное состояние газа вблизи входа во всасывающий патрубок машины приняты его абсолютное начальное давление p_n , кгс/см², начальная температура t_n , °C и относительная влажность φ_n , %.

Для процесса сжатия важнейшими показателями являются физические свойства данного газа: газовая постоянная (R) и показатель адиабаты. Вместо газовой постоянной обычно задаются плотностью газа при 0 °C и давлении 760 мм рт. ст. ($\rho_{0^\circ, 760}$, кг/м³).

Если газ содержит водяные пары и известна плотность сухого газа $\rho_{с.г}$ при 0 °C и 760 мм рт. ст., то плотность влажного газа подсчитывают по формуле

$$\rho_{0^\circ, 760} = \rho_{с.г, 0^\circ, 760} + \frac{\varphi_n}{100} \times \times \frac{p_n}{p_n} (0,805 - \rho_{с.г, 0^\circ, 760}),$$

где $\rho_{0^\circ, 760}$ — плотность влажного газа при 0 °C и 760 мм рт. ст., кг/м³; $\rho_{с.г, 0^\circ, 760}$ — плотность сухого газа при 0 °C и 760 мм рт. ст., кг/м³ (так, плотность сухого воздуха при 0 °C и давлении 760 мм рт. ст. составляет 1,293 кг/м³); φ_n — относительная влажность, %; p_n — начальное давление газа, кгс/см²; p_n — парциальное давление насыщенных паров воды при начальной температуре газа, кгс/см².

Производительность компрессора Q_d , м³/мин, отнесенную к 0 °C и 760 мм рт. ст., подсчитывают по формуле

$$Q_d = G/\rho_{0^\circ, 760}, \quad (9.1)$$

где G — массовая производительность, рассматриваемая как масса газа, засасываемого в единицу времени из сечения всасывающего патрубка, за исключением массы газа, подсасываемого из различных полостей машины, кг/мин.

Объемная производительность компрессора

$$Q = G/\rho_n, \quad (9.2)$$

где Q — объемная производительность, м³/мин; ρ_n — начальная плотность газа, кг/м³.

За потребляемую мощность принимают мощность на муфте привода компрессорной машины.

3. Газодинамические характеристики

Газодинамические характеристики машин обычно выражаются в виде зависимостей трех величин: конечного давления p_k или повышения давления $\Delta p = p_k - p_n$, потребляемой мощности N , кВт и коэффициента полезного действия (политропического $\eta_{пол}$ или изотермического $\eta_{из}$) или в виде зависимости $\eta_{пол}/\eta_{пол\max}$ и $\eta_{из}/\eta_{из\max}$ от производительности Q_d или объемной производительности Q . Газодинамические характеристики получают в результате испытаний машин на заводском стенде или на месте их установки.

При пользовании газодинамическими характеристиками следует иметь в виду, что они зависят от следующих величин: плотности газа $\rho_0 \cdot 760$ и показателя адиабаты K ; начального состояния газа (t_n , p_n и φ_n); расхода воды идущей на охлаждение газа Q_v и ее начальной температуры t_{w_1} , частоты вращения ротора машины n , об/мин.

Если хотя бы одна из указанных величин будет отличаться от значений, указанных в газодинамических характеристиках, при определенной производительности конечное давление (или повышение давления), потребляемая мощность, а также в общем случае и к. п. д. будут отличаться от величин, приведенных в паспортных данных завода — изготовителя.

Пересчет газодинамических характеристик при отклонении какой-либо одной или нескольких из указанных величин от их номинальных значений требует знания индивидуальных особенностей машины.

При резком отступлении от номинальных значений таких величин, как плотность, начальная температура и начальное давление газа, газодинамические характеристики могут изменяться весьма существенно, в особенности при больших степенях сжатия. Для грубо приближенного пересчета характеристик неохлаждаемых машин, т. е. нагнетателей, можно воспользоваться следующими формулами (предполагается, что показатель адиабаты $K_0 = K$):

$$Q_0 = \frac{n_0}{n} Q; \quad (9.3)$$

$$Q_{до} = \frac{n_0}{n} \frac{\rho_{н0}}{\rho_n} Q_d; \quad (9.4)$$

$$\epsilon_0 = \left[1 + \left(\frac{n_0}{n} \right)^2 \frac{R t_n}{R t_{н0}} \left(\sqrt[3]{\epsilon} - 1 \right) \right]^3; \quad (9.5)$$

$$\rho_{н0} = \rho_{н0} \epsilon_0; \quad (9.6)$$

$$N_0 = \frac{\rho_{н0}}{\rho_n} \left(\frac{n_0}{n} \right)^3 N, \quad (9.7)$$

где Q — объемная производительность, м³/мин; Q_d — производительность, м³/мин, отнесенная к 0 °C и 760 мм рт. ст.; n — ча-

стота вращения ротора, об/мин; ρ_n — начальная плотность газа, кг/м³; ϵ — степень сжатия; R — газовая постоянная; t_n — начальная температура газа, °C; p_k — конечное давление газа, кгс/см²; p_n — начальное давление газа, кгс/см²; N — потребляемая компрессором мощность, кВт. Без индекса обозначены исходные значения, с индексом «0» — новые и искомые значения величин.

Данные формулы дают тем меньшую точность, чем больше степень сжатия ϵ и чем больше отклонение величины $\left(\frac{n_0}{n} \right)^2 \frac{R t_n}{R t_{н0}}$ от единицы.

4. Преобразование энергии в компрессорах и их к.п.д.

Условия сохранения и преобразования энергии для компрессорных машин, если пренебречь потенциальной энергией поля гравитационных сил, описываются уравнением

$$l = i_k - i_n + \frac{w_k^2 - w_n^2}{2} - q, \quad (9.8)$$

где l — подведенная удельная работа на сжатие, кгс-м/кг; i_n , i_k — энтальпии рабочего тела соответственно в начале и конце сжатия, ккал/кг; w_n , w_k — скорость рабочего тела соответственно в начале и в конце сжатия, м/с; q — количество тепла, отведенного в цикле, ккал/кг.

Если использовать значения энтальпий с учетом заторможенного потока и учесть потери работы на преодоление сил трения частиц газа друг о друга и в пограничном слое каналов, по которым движется газ, а также потери на вихреобразование и трение частиц газа о внешние поверхности движущихся деталей и обозначить суммарную работу, затрачиваемую на эти потери, через $l_{тр}$, то уравнение (9.8) приобретает вид:

$$l = i_k - i_n - q + l_{тр}, \quad (9.9)$$

где l — подведенная удельная работа на сжатие, кгс-м/кг; i_n , i_k — энтальпии рабочего тела соответственно в начале и в конце сжатия, ккал/кг; q — количество тепла, отведенного в цикле, ккал/кг; $l_{тр}$ — суммарная работа, затрачиваемая на преодоление сил трения, кгс-м/кг.

При отсутствии теплообмена с внешней средой $q \approx 0$ и вся работа, затрачиваемая на преодоление сил трения $l_{тр}$, преобразовываясь в тепло, сообщается сжимаемому газу, в результате чего его конечная энтальпия повышается. Это означает, что процесс сжатия будет *политропным* (рис. 9.1).

Начальное состояние сжимаемого тела характеризуется точкой A_n , которой соответствуют полные параметры p_n^* , t_n^* и i_n^* . При адиабатном (изоэнтропном) сжатии до давления p_k^* состояние рабочего тела характеризовалось бы точкой $A_{кт}$ с парамет-

рами i_{kt}^* и i_{kt}^* . Потери внутри машины составляют $l_{\text{пот}} = \Delta i_{\text{пот}} = i_k^* - i_{kt}^*$. Действительный процесс сжатия рабочего тела приближенно может быть отображен политропой $A_n - A_k$ (на рис. 9.1 условно принято, что она близка к прямой), направленной в сторону, соответствующую росту эн-

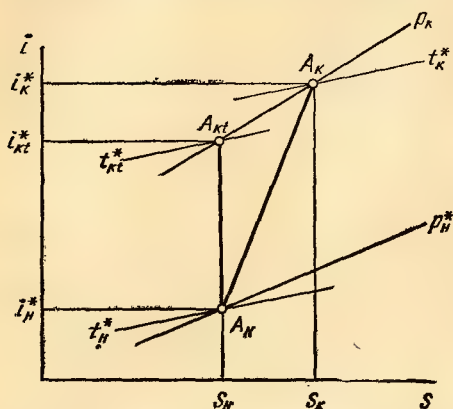


Рис. 9.1. Отображение процесса политропного сжатия рабочего тела на i - S диаграмме

тропии. В точке A_k рабочее тело будет характеризоваться температурой t_k^* , более высокой, чем t_{kt}^* . Соответственно увеличится и удельный объем сжимаемой жидкости. Вследствие этого потребуются дополнительный расход тепла на сжатие увеличенного объема рабочего тела, сопровождающееся повышением температуры. При политропном сжатии рабочего тела в компрессоре расход тепловых потерь увеличивается и характеризуется *коэффициентом затраты тепла*, поэтому процесс сжатия протекает в более сложных условиях, чем расширение.

У компрессорных машин различают внутренние и внешние потери. К внутренним относят указанные выше потери $l_{\text{тр}}$, часто называемые гидродинамическими, а также потери, возникающие вследствие внутренних утечек газа $l_{\text{ут}}$.

Относительный внутренний к. п. д. компрессорной машины, который учитывает суммарную потерь ($l_{\text{пот}} = l_{\text{тр}} + l_{\text{ут}}$), выражается следующей формулой:

$$\eta_{\text{ад.в}} = \frac{l_{\text{ад}}}{l_{\text{ад}} + l_{\text{пот}}} = \frac{i_{kt}^* - i_n^*}{i_k^* - i_n^*}. \quad (9.10)$$

Если считать, что скорости рабочего тела при входе в компрессор и при выходе из него примерно одинаковы и что он работает в интервале параметров состояния, при которых теплоемкость C_p постоянна, а величина $l_{\text{ут}}$ незначительна, то

$$\eta_{\text{ад.в}} = (t_{kt} - t_n) (t_k - t_n). \quad (9.11)$$

Коэффициент $\eta_{\text{ад.в}}$ называют *внутренним адиабатным* или *изотропным к. п. д.* компрессора.

Теоретический метод определения вели-

чин $l_{\text{тр}}$ и $l_{\text{ут}}$ ввиду сложности протекающих процессов связан с затруднениями и не всегда может дать достаточно точные результаты. Поэтому для определения конечных параметров сжатого рабочего тела чаще пользуются значениями η_v , установленными практически на основе испытаний реальных компрессорных машин с применением методов теории подобия. При этом величину i_k можно определить аналитически, пользуясь приведенными в термодинамике формулами и задаваясь практически данными о значениях показателя политропы. Более просто и точно эти подсчеты можно производить, пользуясь i - S диаграммами сжимаемого рабочего тела, строя в них процесс сжатия, как это показано на рис. 9.1.

Внутренние потери $l_{\text{тр}} + l_{\text{ут}}$ повышают конечную энтальпию сжимаемого тела.

Мощность, затрачиваемую на сжатие рабочего тела внутри компрессорной машины, N_v , Вт, определяют по формуле

$$N_v = m l_{\text{ад}} / \eta_v, \quad (9.12)$$

где m — количество сжимаемого рабочего тела, кг/с; $l_{\text{ад}}$ — работа при адиабатном сжатии, кгс·м/кг; η_v — относительный внутренних к. п. д. компрессора.

Внешними потерями называют потери, увеличивающие мощность, затрачиваемую на приведение в действие компрессорной машины. К этим потерям относят расход энергии на преодоление сил трения в подшипниках и на привод вспомогательных механизмов, непосредственно присоединенных к валу компрессорной машины (масляные насосы, регулирующие устройства и пр.), а также потери от утечек сжимаемой жидкости через концевые уплотнения.

Эффективной мощностью называют мощность, расходуемую на приведение в действие компрессорной машины, отнесенную к ее валу (N_e).

Механическим к. п. д. компрессорной машины называют отношение внутренней мощности к эффективной:

$$\eta_m = N_v / N_e. \quad (9.13)$$

Механические потери иногда выражают через мощность холостого хода $N_{\text{х.х}}$, затрачиваемую на преодоление всех потерь в компрессоре при холостом его ходе:

$$N_e = N_v + N_{\text{х.х}}. \quad (9.14)$$

Большое практическое значение имеет *общий (полный) к. п. д.* компрессорной машины η , который учитывает все потери:

$$\eta = Q \Delta p / N_e, \quad (9.15)$$

где Q — действительная секундная объемная производительность, м³/с ($Q = m/\rho$, где ρ — плотность рабочего тела, кг/м³); Δp — повышение давления, создаваемое компрессорной машиной, равное разности давлений нагнетания и всасывания, кгс/см²; N_e — эффективная мощность на валу компрессорной машины, Вт.

Коэффициенты полезного действия компрессорных машин значительно изменяются при отклонении рабочих параметров от расчетных.

5. Многоступенчатые центробежные компрессоры

Для получения на одиоколесных компрессорных машинах высоких давлений для сжатия рабочего тела необходимо, чтобы они работали с большим числом оборотов, что ограничивается механической прочностью колес. Поэтому машины, предназначенные для данной цели, изготавливают многоколесными с последовательным расположением колес. Такие машины называют многоступенчатыми центробежными компрессорами. Применительно к этим машинам возникает необходимость в устройстве

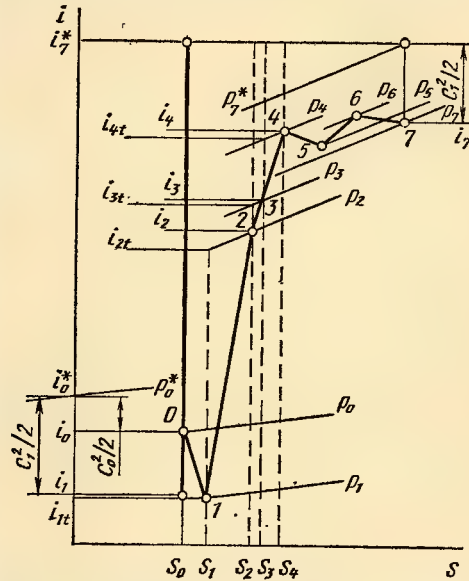


Рис. 9.2. Отображение процесса сжатия в секции многоступенчатого центробежного компрессора на *i*-*S*-диаграмме

в котором сжимаемому телу сообщается энергия от постороннего источника. Во всех остальных частях ступени, через которые проходит далее рабочее тело, происходит только превращение кинетической энергии в потенциальную.

В рабочем колесе рабочее тело сжимается от давления p_1 до давления p_2 . При изотропном ($S_1 = \text{const}$) сжатии его энтальпия становится равной i_{2t} , а в действительном процессе, протекающем с потерями, оцениваемыми относительным внутренним адиабатным к.п.д. $\eta_{\text{ад.в}}^{1-2}$ (точка 2 на рис. 9.2), сопровождается и увеличением

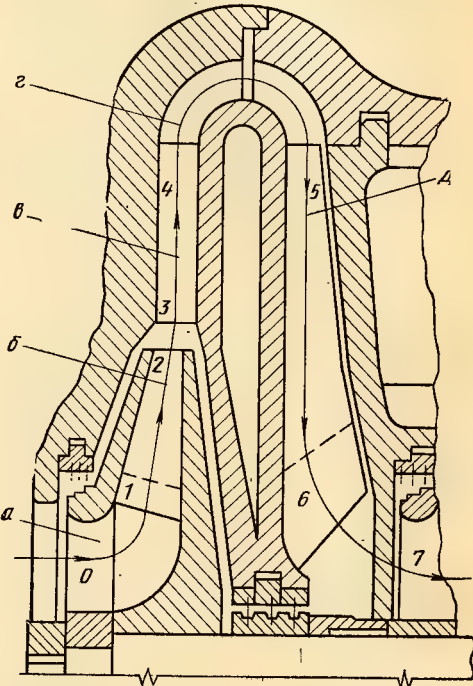


Рис. 9.3. Схематическое изображение конструкции ступени многоступенчатого центробежного компрессора

обратного направляющего аппарата, служащего для подвода сжимаемой среды к следующему колесу. На рис. 9.2 отображен процесс сжатия рабочего тела в секции многоступенчатого центробежного компрессора на *i*-*S*-диаграмме в соответствии со схематическим изображением одного из колес многоступенчатого компрессора (рис. 9.3).

Сжимаемый газ с начальной скоростью c_0 входит в межлопаточный канал *a*. При передвижении в колесе между сечениями 0 и 1 по каналу между лопатками *b* рабочее тело вследствие гидравлических потерь расширяется до давления p_1 . При этом изотропное ($S_0 = \text{const}$) теплоспадение будет равно $i_{1t} - i_0$, ккал/кг. Если задаться относительным адиабатным внутренним к.п.д. $\eta_{\text{ад.в}}^{0-1}$, то можно получить действительную энтальпию в сечении 1, равную i_1 (точка 1). Далее рабочее тело сжимается под действием центробежных сил и приобретает большую скорость в каналах между лопатками рабочего колеса, являющегося для данной ступени единственным аппаратом,

энтальпии до S_2 . Далее сжимаемое тело через промежуточный участок 2—3 проходит в диффузор *в*. При переходе из сечения 2 в сечение 3 в результате уменьшения скорости от c_2 до c_3 давление p_2 повышается до давления p_3 , чему соответствуют изотропный ($S_2 = \text{const}$) перепад тепла $i_{3t} - i_2$ и действительный перепад $i_3 - i_2$, ккал/кг, отвечающий $\eta_{\text{ад.в}}^{2-3}$. В диффузоре, перемещаясь между его направляющими лопатками, рабочее тело сжимается от давления p_3 до давления p_4 в результате изменения скорости от c_3 до c_4 . После сечения 4 рабочее тело поступает в поворотное колесо *г*, являющееся гидравлическим сопротивлением, и в нем теряется давление $\Delta p_{\text{п.к}} = p_4 - p_5$ вследствие изменения скорости от c_4 до c_5 и соответственно энтальпий от i_4 до i_5 . Далее сжимаемое тело проходит в каналах между лопатками обратного направляющего аппарата *д*, после которого в

сечении 6 давление повышается до p_6 . Между сечениями 6 и 7 рабочее тело изменяет свое направление вплоть до аксиального и давление понижается до p_7 вследствие гидравлического сопротивления на этом повороте. Энтальпия в сечении 7 составляет i_7 , ккал/кг. Полная энтальпия рабочего тела, с которой оно поступит в следующую ступень, с учетом выходной скорости c_7 составит i_7^* , ккал/кг, а полное давление p_7^* , кгс/см². Для последующей ступени эти параметры рабочего тела будут являться начальными (т. е. будут обозначаться индексом $\ll 0 \gg$).

Разность полных энтальпий в начале и конце ступени соответствует работе l , фактически затраченной на сжатие рабочего тела от давления p_0^* до давления p_7^*

$$l_{ст} = i_7^* - i_0^*,$$

где $l_{ст}$ — подведенная удельная работа на сжатие в ступени, кгс·м/кг.

Адиабатный внутренний относительный к. п. д. ступени составит

$$\eta_{ад.в}^* = l_{ад} / l_{ст}. \quad (9.16)$$

Для многоступенчатых компрессоров относительный внутренний адиабатный к. п. д. принимают, пользуясь практическими данными для всего компрессора в целом, т. е. в пределах от начального давления сжимаемого тела перед компрессором до конечного давления. На основе этого к. п. д., пользуясь методикой для одноступенчатого компрессора, указанной выше, и учитывая секундную массу тела, определяют общую внутреннюю мощность, необходимую для сжатия рабочего тела, а затем, задаваясь механическим к. п. д., — эффективную мощность, отнесенную к валу компрессора.

У современных многоступенчатых центробежных компрессоров принимают следующие значения рассмотренных выше коэффициентов: $\eta_{ад.в}^* = 0,8 \div 0,9$; $\eta_m = 0,96 \div 0,98$; $\eta_{ут} = 0,98 \div 0,99$ (коэффициент, учитывающий потери сжатого рабочего тела во внешнюю среду).

Таким образом, эффективную мощность, которую следует подвести к компрессору N_v , определяют по формуле

$$N_v = m(i_{к1}^* - i_0^*) / (\eta_{ад.в} \eta_m \eta_{ут}), \quad (9.17)$$

где $i_{к1}^* - i_0^*$ — перепад тепла (энтальпия рабочего тела соответственно в конце сжатия компрессора и при входе в него), ккал/кг; $\eta_{ут}$ — к. п. д., учитывающий потери, которые возникают вследствие внутренних утечек газа во внешнюю среду.

6. Системы регулирования и противопомпажной защиты

При отклонении от нормального количества расходуемого потребителями сжатого тела меняется и необходимое давление в сети.

Зависимость давления в сети от расхода

сжатого тела называют ее характеристикой. Характеристика компрессорной машины обычно не совпадает с характеристикой сети. Задачей системы регулирования является совмещение этих характеристик при наибольшем возможном к. п. д. компрессора следующим образом:

а) поддержанием заданного постоянного давления нагнетания или всасывания при переменной производительности;

б) поддержанием заданной постоянной производительности при изменяющемся сопротивлении сети;

в) защитой от помпажа.

Все системы регулирования и противопомпажной защиты центробежных компрессорных машин выполнены гидравлическими (масляными). Источником питания во время работы машины является главный маслоснасос, который в большинстве случаев устанавливают на тихоходном валу редуктора.

Регулирование центробежных компрессорных машин осуществляют следующими способами:

а) изменением частоты вращения компрессора;

б) дросселированием потока воздуха (газа) во всасывающем трубопроводе;

в) закручиванием потока газа перед входом в рабочее колесо путем изменения положения лопаток регулировочного аппарата;

г) перепуском части газа из нагнетания во всасывание.

Регулирование изменением частоты вращения производят на крупных воздухо- и газодувках, имеющих паротурбинный привод, рассчитанный на переменное число оборотов для регулирования работы компрессорной машины.

Этот способ регулирования осложняется различием характеристик компрессоров и турбин, но он является одним из наиболее экономичных. Способ трудно осуществить для компрессорных машин, имеющих электрический привод, так как изменение частоты вращения (число оборотов) электродвигателя может быть реализовано при применении постоянного электрического тока, коллекторных электродвигателей переменного тока или гидромуфт. Однако к. п. д. этих муфт понижается примерно прямо пропорционально частоте вращения (числу оборотов), и поэтому их целесообразно применять только тогда, когда требуются незначительные изменения частоты вращения.

Для регулирования вентиляторов применяют также двухскоростные электродвигатели трехфазного тока. В этом случае регулирование в интервале двух скоростей осуществляется при помощи поворотных лопаток машины. Этот способ основан на закручивании потока газа во всасывающем патрубке поворотными лопатками (направляющими или рабочими, и теми и другими вместе). Конструкция компрессора с поворотными лопатками усложняется, однако это компенсируется широкими возможностями экономичного регулирования машины. Изменяя величину закручивания потока газа, можно регулировать произво-

дительность и создаваемое машинной давление.

Поворотные лопатки расположены по окружности во всасывающем патрубке. В сечении они представляют собой по форме два полукруга, установленные относительно друг друга таким образом, чтобы поток закручивался.

Вследствие значительного усложнения конструкции центробежного компрессора этот способ пока еще не получил широкого распространения и применяется только на машинах нескольких типов.

Регулирование дросселированием неэкономично, так как при снижении давления газа значительно увеличивается мощность, расходуемая компрессорной машиной. Тем не менее оно вследствие простоты и дешевизны находит применение и для крупных машин.

При этом способе регулирования на напорном (или реже на всасывающем) патрубке компрессора устанавливают дроссельный клапан (заслонку), изменяя положение которого получают необходимые конечное давление газа и производительность компрессора.

В некоторых компрессорных машинах, работающих на взрывоопасных газах с небольшим избыточным давлением на всасывании, во избежание образования вакуума и подсоса воздуха **регулирование осуществляют перепуском газа** из напорного трубопровода или из промежуточных ступеней компрессора в его всасывающий патрубок. При малых нагрузках иногда выпускают часть сжатого газа в атмосферу.

Перепуск газа вызывает большие термодинамические потери (а иногда и потери массы рабочего тела), поэтому он неэкономичен, но к нему прибегают, когда потребители требуют постоянного давления газа при переменных его расходах.

Для уменьшения потерь применяют установку рекуперативной турбины, через которую проходит перепускаемый газ и, расширяясь в ней, производит так или иначе используемую работу. Когда перепуск не требуется, рекуперативная турбина работает вхолостую, снижая экономичность установки.

Схема регулирования давления состоит из следующих основных элементов: регулятора давления; дроссельного органа; привода дроссельного органа — поршневого сервомотора двустороннего действия.

В качестве регулятора давления применяют гидравлический и струйный регулятор типа КИР-1 (производства харьковского завода «Теплоавтомат») с двухкаскадным усилением и изодромным механизмом обратной связи. На рычажное импульсное устройство в зависимости от регулируемого параметра подается импульс по давлению нагнетания или всасывания.

Схема регулирования производительности состоит из следующих элементов: регулятора; дроссельного органа; привода дроссельной заслонки — сервомотора.

В качестве регулятора производительности в системах регулирования применяют гидравлический струйный регулятор типа КИР-1 (в котором импульсное устройство

с сильфоном заменено мембранным). На мембранное импульсное устройство регулятора действует давление от динамического перепада (в трубке Вентури и двухкамерной или торцовой диафрагме) во всасывающем трубопроводе машины.

Дроссельным органом и его приводом служат унифицированные конструкции дроссельных заслонок и сервомоторов (те же, что и в системе регулирования давления).

Помпаж. При работе компрессорных машин на коллектор могут возникнуть неустойчивые режимы, сопровождающиеся колебанием производительности, давления и величины потребляемой компрессором мощности. Эти явления называют **помпажем**. Они сопровождаются большим шумом и вызывают вибрацию лопаток, период колебаний которых может совпадать с периодом их собственных колебаний. В этом случае усилия в лопатках могут достичь разрушающих значений. Помпаж может возникнуть и при малой производительности, когда возникает срыв потока сжимаемого газа из-за изменения углов входа рабочего тела на лопатки и его выхода из них. В ступени в этом случае перестает создаваться требуемое давление. Возможность появления помпажа можно установить при рассмотрении, например, характеристик $Q-p$ вентилятора и сети, на которую он работает. На рис. 9.4 изображена седло-

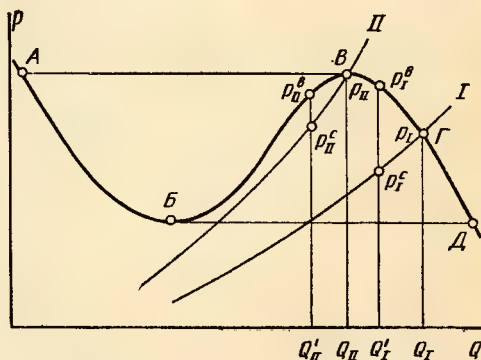


Рис. 9.4. Характеристики компрессорной машины и сети при устойчивых и неустойчивых (по помпажу) условиях работы

образная характеристика $A-B-B-\Gamma-D$ вентилятора и на нее нанесена характеристика сети для двух режимов I и II . При работе вентилятора и сети по режиму I характеристики сети и вентилятора пересекаются в точке Γ , которая и соответствует устойчивому режиму при производительности Q_I и давлении p_I . Если расход сжатого газа присоединенными к сети потребителями мгновенно уменьшается до Q_I^1 ,

то давление в сети снизится до p_I^1 , а давление вентилятора возрастет до p_{II}^B , в результате чего подача в сеть будет увеличиваться и давление p_I восстановится. При работе вентилятора и сети по режиму II характеристики вентилятора и сети пересекаются в точке B , соответствующей произ-

водительности вентилятора Q_{II} и его давление p_{II} .

Если расход сжатого газа снизится с Q_{II} до Q'_{II} , то давление в сети упадет до p'_{II} , а давление, развиваемое вентилятором, снизится до p'_{II} , производительность же его будет сокращаться по закону, отображаемому характеристикой $B-B-A$, пока не достигнет значения, отображаемого точкой A , когда развиваемое им давление восстановится. Далее производительность вентилятора начнет увеличиваться, а создаваемое им давление будет следовать закону, определяемому линией $A-B$. Когда производительность достигнет значения, определяемого на характеристике точкой B , она мгновенно возрастет до величины, которая соответствует давлению, определяемому точкой D . Начнется повышение давления, отображаемое на графике кривой $D-G$, сопровождающееся уменьшением производительности вентилятора, т. е. возникнет колебание его производительности и давления. Таким образом, *точка B определяет границу помпажа*: вентилятор с производительностью, меньшей, чем в точке B , работать устойчиво не может.

Наиболее распространенным и простым, но малоэкономичным способом автоматического предотвращения помпажа является соединение расходомера, устанавливаемого на линии нагнетания, с клапаном, автоматически открывающим перепускную или выхлопную линию при достижении производительности, минимально допустимой по условиям отсутствия помпажа. При открытии этого клапана расход газа увеличивается и явление помпажа предотвращается.

7. Совместная работа компрессорных машин

Компрессорным машинам и, в частности, вентиляторам в практических условиях часто приходится работать параллельно; суммарная производительность их при этом возрастает (рис. 9.5). В этом случае для обеспечения нормальной работы маши-

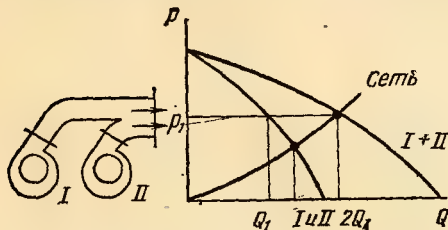


Рис. 9.5. Схема параллельной установки компрессорных машин и ее характеристика

ны характеристики вентиляторов должны быть одинаковыми.

Для получения суммарной характеристики производительность вентиляторов при одном и том же давлении складывается. В случае, если характеристики вентиляторов не одинаковы необходимо экспериментально

проверить возможность их параллельной работы, так как могут быть случаи, когда при включении второго вентилятора суммарная производительность не только не возрастет, но и уменьшится.

В случаях, когда давление, создаваемое одним вентилятором, недостаточное, можно включить последовательно с ним второй (рис. 9.6).

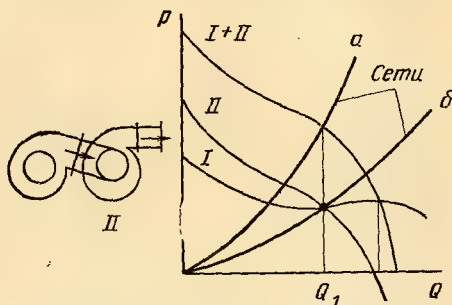


Рис. 9.6. Схема последовательной установки компрессорных машин и ее характеристика

Для получения суммарной характеристики установки нужно сложить ординаты, отображающие величины давлений, создаваемых вентиляторами, соответствующие одинаковой производительности (рис. 9.6). В каждом случае, когда предполагается последовательная установка вентиляторов, должна быть исследована их суммарная характеристика, так как не всегда такая установка может дать положительный результат. Так, при характеристике сети a производительности Q_I может быть обеспечена только при последовательной работе вентиляторов I и II . При характеристике сети b та же самая производительность обеспечивается только одним из вентиляторов — I или II .

Для получения суммарной характеристики установки нужно сложить ординаты, отображающие величины давлений, создаваемых вентиляторами, соответствующие одинаковой производительности (рис. 9.6). В каждом случае, когда предполагается последовательная установка вентиляторов, должна быть исследована их суммарная характеристика, так как не всегда такая установка может дать положительный результат. Так, при характеристике сети a производительности Q_I может быть обеспечена только при последовательной работе вентиляторов I и II . При характеристике сети b та же самая производительность обеспечивается только одним из вентиляторов — I или II .

8. Технические характеристики центробежных компрессоров

Центробежные компрессорные машины вырабатывают сжатый воздух давлением $\sim 7-14$ кгс/см² для технологических нужд металлургического производства. Нагнетатели также являются машинами технологического назначения и обслуживают разнообразные процессы в металлургии.

Основные технические характеристики центробежных многоступенчатых воздушных компрессоров приведены в табл. 9.1, а центробежных нагнетателей — в табл. 9.2—9.4.

9. Приводы центробежных компрессоров

В качестве привода компрессоров применяют паровые турбины и электродвигатели. Турбины используют в случае большой мощности привода и при необходимости двух типов его питания — парового и электрического. В данном справочнике тех-

ТАБЛИЦА 9.1

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ВОЗДУШНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Типоразмер компрессора	Расчетный режим					Промежуточные воздухоохладители				Типоразмер редулятора	типоразмер	Электродвигатель			
	объемная производи-тельность на всасы-вание, м³/мин	конечное Давление, кгс/см²	условия всасывания		частота вращения, об/мин	потребляемая мощ-ность, кВт	температура охлаждаю-щей воды, °С	расход охлаждающей воды, т/ч	гидравлическое сопро-тивление по воде, м вод. ст.			Расход охлаждающей воды на масло- и воздухоохла-дители электродви-гателя, т/ч	номинальная мощность, кВт	частота вращения, об/мин	напряжение, В
			температура, °С	Давление, кгс/см²											
Многоступенчатые компрессоры для сжатия и подачи воздуха давлением 7—14 кгс/см² (НМЗ)															
К-1600-71-1	1600	14,0	20	0,97	4900	10250	20	650/210	5,2/4,5	250	P-12000/1,63	СТМ-12000-2	12000	3000	10000
К-1600-41-1	1600	7,5	20	0,97	4900	7700	20	500/315	3,5/4,5	175	P-12000/1,63	СТМ-9000-2	9000	3000	6000
К-1500-62-2	1590	7,5	20	0,97	4470	7700	20	720/315	4,5/7,5	175	P-8000/1,49	СТМ-9000-2	9000	3000	6000
К-905-61-1	915	7,5	20	0,97	5700	4500	25	400/215	4,5/3,0	125	P-4700/1,9	СТМ-6000-2	6000	3000	6000
К-345-91-1	345	13,5	20	1,0	8600	2300	25	196	6,0	100	P-3000/2,87	СТМ-3500-2	3500	3000	6000
Одноцилиндровые многоступенчатые компрессоры для сжатия и подачи воздуха давлением 7—9 кгс/см² (завод «Энергомаш», г. Хабаровск)															
К-500-61-2	510	7,5	20	0,97	7455	2650	—	—	—	—	P-2700/2,48	СТМ-3500-2	3500	3000	6000
К-500-61-1	525	9,0	20	1,0	7636	3000	—	—	—	—	P-3000/2,55	СТМ-3500-2	3500	3000	6000
К-350-62-1	370	7,35	20	0,97	8615	1850	—	—	—	—	P-2000/2,87	СТМ-2500-2	2500	3000	6000
К-250-61-2	225	9,0	20	1,0	10920	1470	—	—	—	—	P-1500/3,64	СТМ-1500-2	1750	3000	6000
К-250-61-1	250	9,0	20	1,0	11230	1500	—	—	—	—	P-1500/3,74	СТМ-2000-2	2000	3000	10000
							—	—	—	—		СТМ-1500-2	1750	3000	6000

Примечание. В числителе — данные о промежуточных воздухоохладителях, в знаменателе — о концевых.

Примечание. В числителе — данные о промежуточных воздухоохладителях, в знаменателе — о конечных.

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ
РАЗЛИЧНОГО НАЗНАЧЕНИЯ ПРОИЗВОДСТВЕННОГО ОБЪЕДИНЕНИЯ «НЕВСКИЙ ЗАВОД им. В. И. ЛЕНИНА»

Типоразмер нагнетателя	Номинальный режим работы						Расход охлаждаю- щей воды на масло- и воздухо- охладители электродви- гателя, т/ч	Маховой момент ротора, приведен- ный к муфте привода, кг·м ²	типоразмер редуктора	Электродвигатель			
	объемная произво- димость вса- сывания, м ³ /мин	конечное давление, кгс/см ²	условия всасывания		частота вращения, об/мин	потребляе- мая мощ- ность, кВт				Типоразмер	номинальная мощность, кВт	частота вра- щения, об/мин	напряжение, В
			темпера- тура, °С	давление, кгс/см ²									
<i>Нагнетатели просасывания воздуха через слой рудной шихты агломерационных машин и отсоса продуктов сгорания</i>													
7500-11-1	7500	1290*	150	0,93	1500	1980	78	6850	—	ДСПУ-140/84-4	2500	1500	6000
6500-11-3	6500	1290*	150	0,92	1500	1700	78	6500	—	ДСП-140/74-4	2000	1500	6000
3500-14-1	4000	1065*	150	0,933	1500	805	8	3000	—	ДСП-116/49-4	1300	1500	6000
<i>Нагнетатели общего назначения для сжатия и подачи воздуха</i>													
2900-11-1	3000	1,37	25	1,0	3000	2000	45,5	—	—	СТМ-3500-2	2500	3000	6000
900-31-1	880	2,9	25	1,0	4600	2340	58,5	—	Р-2500/1,53	СТМ-3500-2	3500	3000	6000
900-31-2	970	3,4	25	1,0	5070	3000	58,5	—	Р-2800/1,68	СТМ-3500-2	3500	3000	6000

* Данные повышения давления, равные разности давлений нагнетания и всасывания, мм вод. ст.

ТАБЛИЦА 9.3

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ РАЗЛИЧНОГО НАЗНАЧЕНИЯ ЗАВОДА «ЭНЕРГОМАШ», г. ХАБАРОВСК

Типоразмер нагнетателя	Номинальный режим работы							Электродвигатель					
	объемная произво- димость на всасыва- нии, м ³ /мин	повыше- ние дав- ления, мм вод. ст.	Условия всасывания		частота вращения, об/мин	потребле- мая мощ- ность, кВт	Маховой момент ротора, привден- ный к муфте привода, кг·м ²	Типоразмер редуктора	типоразмер	номиналь- ная мощ- ность, кВт	частота вращения, об/мин	напряже- ние, В	
			темпера- тура, °С	давление, кгс/см ²									
Одноступенчатые консольные нагнетатели для сжатия и подачи сернистого газа и воздуха													
Э-1700-11-1(2)	1670	3000	40	0,95	2980	1050	280	—	АТО2-1250 А3-1250	1250	2980	6000	
Э-1050-11-4	1080	2000	50	0,94	2975	430	210	—	А3-630	630	2975	6000	
Э-1050-12-4	1080	2350	50	0,94	2975	480	238	—	А3-630	630	2975	6000	

Продолжение табл. 9.

Типоразмер нагнетателя	Номинальный режим работы	Маховой момент ротора, приведен- ный к муфте привода, кг · м ²	Типоразмер редуктора	типоразмер	номиналь- ная мощ- ность, кВт	частота вращения, об/мин	напря- жение, В				
	объемная произво- дительно- сть на всасыва- нии, м ³ /мин	условия всасывания									
		повыше- ние дав- ления, мм вод. ст.	темпера- тура, °С								
			частота вращения, об/мин	потреб- ляемая мощность, кВт							
Э-1050-13-4	1080	2800	50	2975	570	253	6000				
700-11-2	700	2350	50	2975	325	173	6000				
700-12-2	700	1900	50	2975	290	166	6000				
700-13-2	700	2760	50	2975	375	217	6000				
400-12-3	415	1850	40	2965	175	109	380				
Э-325-11-1	325	4600	20	7525	300	137	6000				
Э-325-11-2	325	2800	40	7525	200	137	6000				
Э-325-11-3	325	1400	40	6280	125	96	6000				
Э-325-11-4	264	2100	20	5870	140	85	6000				
Э-101-11-3	100	2000	20	6910	45	56	220/380				
Э-101-11-4	100	2000	50	7000	50	56	380				
Двухступенчатые нагнетатели для сжатия воздуха и различных газов											
1200-25-3	790	1,55	20	3000	800	512	6000				
1200-26-1	1150	2,2	20	4350	2350	960	6000				
750-23-4	750	1,65	20	4257	925	1000	6000				
670-24-1	670	2,0	20	4875	1180	400	6000				
360-21-1	375	1,8	20	6300	530	150	6000				
360-22-1	310	2,4	20	7789	700	216	6000				
360-22-2	270	1,75	20	6290	380	150	6000				
Э-200-31-1*	200	3,0	20	9649	580	207	6000				

* Нагнетатель трехступенчатый для сжатия воздуха.

* Нагнетатель трехступенчатый для сжатия воздуха.

ТАБЛИЦА 9.4

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАГНЕТАТЕЛЕЙ (ВОЗДУХОДУВКОВ И ГАЗОДУВКОВ)
РАЗЛИЧНОГО НАЗНАЧЕНИЯ УЗБЕКСКОГО ЗАВОДА
ХИМИЧЕСКОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ, г. ЧИРЧИК

Типоразмер нагнетателя	Номинальный режим работы						Электродвигатель		
	объемная произво- дитель- ность на всасыва- нии, м ³ /мин	повыше- ние дав- ления, мм вод. ст.	условия всасывания		частота враще- ния, об/мин	потребляемая мощность, кВт	типоразмер	номинальная мощность, кВт	частота враще- ния, об/мин
			темпера- тура, °С	давление, кгс/см ²					
ТГ-200-1,4	200	4000	20	1,0	2950	—	A-103-2	250	2965
ТГ-200-1,25	200	2500	20	1,0	2950	—	—	—	2965
ТГ-175-1,6	175	6000	20	1,0	2950	—	A-113-2	320	2970
ТГ-80-1,6	80	6060	30	0,92	2950	117	A-92-2	125	2950
ТГ-80-1,2	80	2000	—	—	—	—	—	—	2950
ТГ-65-1,03	65	3000	20	1,0	2950	—	—	—	2950
ТГ-60-1,8	60	9000	20	1,0	2950	110	A-92-2	125	2950
ТГ-50-1,9	50	9000	20	1,0	2950	115	МА-35-71-2	125	2950
ТГ-42-1,2	42	2000	35	1,01	2950	20	КО-42-2	50	2950
ТВ-80-1,6	80	6000	20	1,0	2950	117	A-92-2	125	2950
ТВ-80-1,4	80	4000	20	1,0	2950	70	A-91-2	100	2950

нические сведения о паровых турбинах — приводах центробежных компрессорных машин не приводятся.

Все указанные выше типы центробежных машин, как правило, имеют высоковольтный электрический привод — синхронные, асинхронные с короткозамкнутым ротором и асинхронные с фазовым ротором электродвигатели. Приводом для каждой компрессорной машины служит определенного типа электродвигатель.

В основе выбора главного электродвигателя лежат следующие факторы:

1) мощность, потребляемая компрессором;

2) маховой момент вращающихся частей компрессорной машины и редуктора, приведенный к валу электродвигателя;

3) статический момент сопротивления компрессора при пуске. При выборе схемы пуска компрессора стремятся получить возможно меньшее значение максимального пускового момента дросселированием или понижением давления газа на всасывании.

4) общие условия, характеризующие энергетическую систему и место установки компрессора (напряжение, мощность сети, требования к коэффициенту мощности, взрывоопасность помещений, агрессивность окружающей среды).

Если электродвигатель соответствует второму фактору (высокий маховой момент компрессорной машины во многих случаях является одной из главных трудностей при подборе привода электродвигателя), то номинальная мощность электродвигателя выбирается на 10—20% выше нормально потребляемой мощности компрессорной машины.

При пуске компрессорной машины электродвигатель работает в напряженном ре-

жиме в отношении как механической прочности его отдельных узлов, так и практически адиабатического нагрева активных материалов.

Пусковые токи и развиваемые крутящие моменты электродвигателя при пуске значительно превосходят соответствующие номинальные их значения. Большие статические и маховые моменты компрессорной машины приводят к увеличению времени пуска, т. е. к затягиванию напряженных режимов. Вследствие этого приходится прибегать к следующим мерам:

а) ограничивать число допустимых пусков агрегатов;

б) устанавливать минимально допустимый интервал времени между пусками.

в) устанавливать максимально допустимое пусковое напряжение (в случае преобладания опасности недопустимых механических напряжений);

г) устанавливать минимально допустимое пусковое напряжение (при опасности перегрева электродвигателя).

В тех случаях, когда большие маховые и статические моменты сопротивления при пуске совпадают с относительно невысокой номинальной мощностью компрессора, используют асинхронные электродвигатели с фазовым ротором. Ограниченное применение этих электродвигателей связано со сложностью их конструкции и эксплуатации, а также с громоздкостью пусковой аппаратуры.

Необходимость размещения компрессорных установок во взрывоопасных помещениях выдвигает специальные требования к конструкции электродвигателя. Помимо правильных конструктивных решений применительно к взрывоопасным условиям, электродвигатель должен обязательно

иметь маркировку по взрывозащитности в соответствии с Правилами устройства электрических установок.

ТАБЛИЦА 9.5

Краткие технические характеристики электродвигателей центробежных компрессорных машин приведены в табл. 9.5.

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СИНХРОННЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ

Типоразмер электродвигателя	Частота вращения, об/мин	Номинальные параметры				$\frac{I_{нач}}{I_{ном}}$	$\frac{M_{нач}}{M_{ном}}$	$\frac{M_{max}}{M_{ном}}$
		мощность, кВт	напряжение, В	сила тока, А	коэффициент мощности			
СТМ-12000-2	3000	12000	10000	791	0,9	8,3	3,0	1,52
СТМ-9000-2	3000	9000	6000	992	0,9	9,0	3,0	1,64
СТМ-6000-2	3000	6000	6000	660	0,9	8,3	2,4	1,77
СТМ-3500-2	3000	3500	6000	390	0,9	7,85	2,2	1,63
ДСПУ-140/84-4*	1500	2500	6000	280	0,9	3,5**	0,5**	1,5
ДСП-140/74-4	1500	2000	6000	225	0,9	7,5	1,9	1,7
ДСП-116/49-4	1500	1300	6000	140	0,9	5,0	1,0	1,5

Примечание. $I_{нач}$, $M_{нач}$ — сила тока в статоре и крутящий момент в начале пуска; $I_{ном}$, $M_{ном}$ — номинальное значение тех же величин; M_{max} — максимальный перегрузочный момент.

* Пускается через редуктор.
** При реактивности 50 %.

Глава 10 СУШИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

В промышленности для сушки различных материалов используются различные сушильные установки (рис. 10.1).

1. Сушка сыпучих материалов

Для сушки сыпучих материалов применяют сушилки кипящего слоя (КС), трубы-

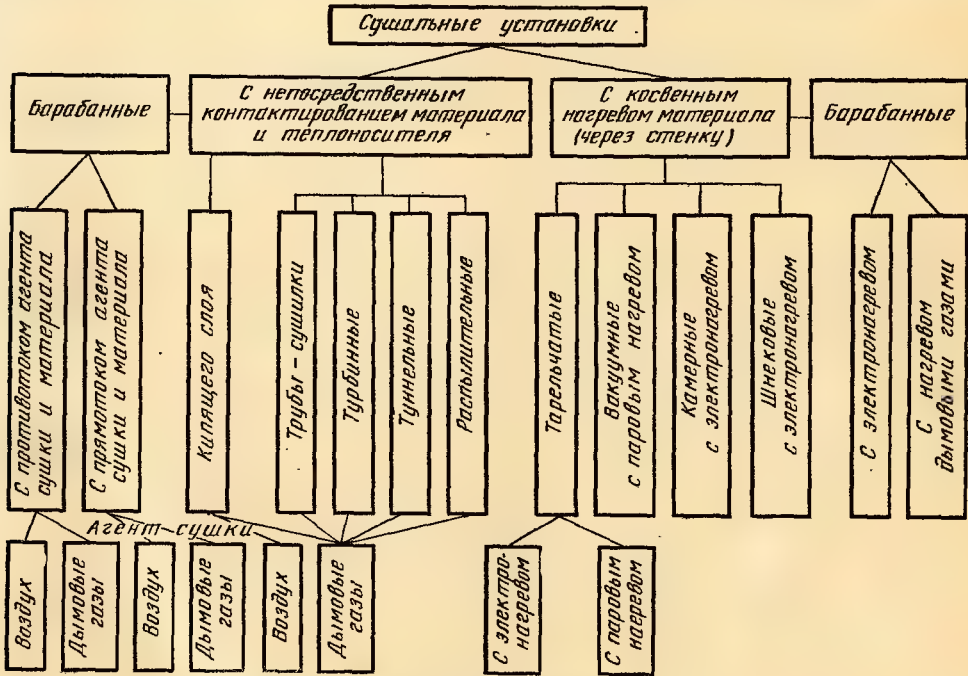


Рис. 10.1. Классификация сушильных установок

сушилки, барабанные сушилки, вибрационные сушилки.

В цветной металлургии к сыпучим материалам, подвергаемым сушке, относятся в основном руды. Большая полидисперсность (размер кусков изменяется от нескольких микрометров до 50 мм) не позволяет применять для сушки руды аппараты со взвешенным слоем, поэтому наибольшее применение здесь получили вращающиеся сушильные барабаны [1, с. 358].

Барабанная сушилка (рис. 10.2) представляет собой цилиндрический барабан с двумя бандажми, опирающимися на ролики. Для предотвращения продольного смещения барабан укреплен на упорных роликах. Продольное перемещение материала обеспечивает уклон $1-4^\circ$. Привод осуществляется от электродвигателя через зубчатый венец, шестерню и редуктор. Современные сушильные барабаны снабжают трех- и четырехскоростными электродвигателями, позволяющими регулировать час-

тоту их вращения (обычно 2—8 об/мин), что определяет производительность агрегата, длительность пребывания материала в барабане и, следовательно, время его сушки.

Для изоляции концов барабана от внешней среды и предотвращения выбивания наружу дымовых газов и пыли у загрузочной и разгрузочной камер установлены газопылевые уплотнения пружинного или лабиринтового типа.

Внутри корпуса в зависимости от свойств высушиваемого материала имеются различные насадки и другие устройства, способствующие равномерному распределению материала по сечению барабана и интенсивному перемешиванию его в процессе сушки. Так, при сушке липких материалов на начальном участке барабана подвешивают цепи, с помощью которых разрушают и снимают настыли со стенок. Для этой же цели наружную обшивку барабана иногда снабжают специальными удари-

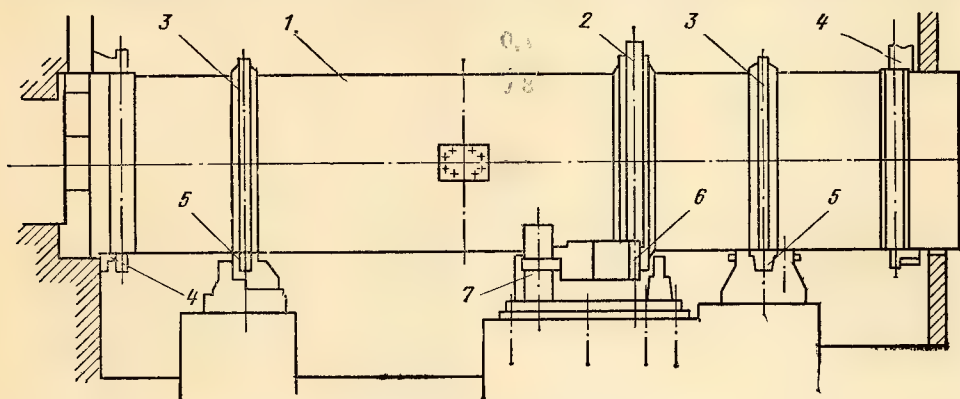


Рис. 10.2. Барабанная сушилка [19, с. 358]:

1 — цилиндрический барабан; 2 — зубчатый венец; 3 — бандаж; 4 — газопылевое уплотнение; 5 — опорный ролик; 6 — шестерня; 7 — редуктор

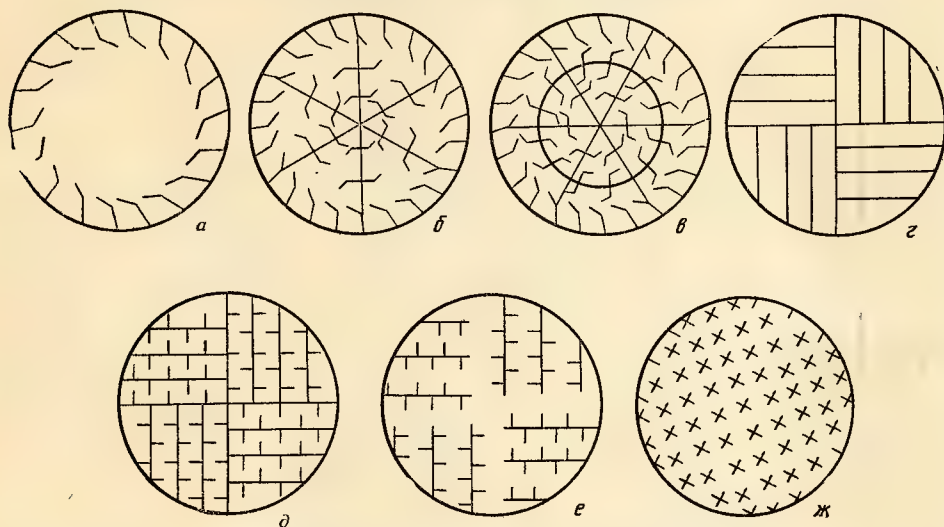


Рис. 10.3. Насадки барабанных сушилок [10, с. 633]:

а — периферийная или подъемно-лопастная; б — секторная; в — секторная с внутренним кольцом; г — перевалочная, панельная; д — панельная с ребрами; е — распределительная; ж — крестообразная

ТАБЛИЦА 10.1

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
БАРАБАННЫХ СУШИЛОК ПРЯМОГО
ДЕЙСТВИЯ [1, с. 359]

Размеры барабана, мм		Скорость вращения, об/мин	Мощность электродвигателя, кВт	Масса без электрооборудования, т
диаметр	длина			
1000	4000	3,15; 4; 6,3	2,5; 3; 3,5	5,0
	6000	4; 5; 8	2,5; 3; 3,5	6,0
1200	6000	1,6; 2; 3,15	1,6; 4,5; 5	8,0
	8000	3,15; 4; 6,3	5; 6,5; 7	9,0
	10 000	4; 5; 8	7; 9; 10	10,0
1600	8000	1,6; 2; 3,15	7; 9; 10	15,0
	10 000	3,15; 4; 6,3	14; 18; 20	17,0
	12 000	3,15; 4; 6,3	14; 18; 20	18,0
2000	8000	1,6; 2; 3,15	10; 12,5; 14	23,0
	10 000	1,6; 2; 3,15	20; 25; 28	25,0
	12 000	3,15; 4; 6,3	28; 36; 40	27,0
2200	10 000	1,6; 2; 3,15	14; 18; 20	30,0
	12 000	1,6; 2; 3,15	14; 18; 20	32,0
	14 000	3,15; 4; 6,3	28; 36; 40	37,0
	16 000	3,15; 4; 6,3	28; 36; 40	39,0
2500	12 000	2; 3; 4; 6	24; 37,5; 55; 75	69,0
	14 000	2; 3; 4; 6	24; 37,5; 55; 75	73,5
	18 000	2; 3; 4; 6	24; 37,5; 55; 75	84,5
	20 000	2; 3; 4; 6	24; 37,5; 55; 75	90,0
2800	14 000	2; 3; 4; 6	32—160	93,0
	16 000	2; 3; 4; 6	32—160	99,0
	20 000	2; 3; 4; 6	32—100	105,0
	22 000	2; 3; 4; 6	32—100	120,0
3000	18 000	2; 3; 4; 6	40—125	126,0
	20 000	2; 3; 4; 6	32—125	133,0
3200	18 000	2; 3; 4; 6	66—200	154,0
	22 000	2; 3; 4; 6	50—200	159,0
3500	18 000	2; 3; 4; 6	66—200	181,0
	22 000	2; 3; 4; 6	66—200	189,0
	27 000	2; 3; 4; 6	66—200	217,0

ми молотками, расположенными по периметру барабана. При вращении барабана молотки периодически отходят от корпуса и ударяют по нему.

Некоторые конструкции внутренних насадок барабанов и их размеры показаны на рис. 10.3. Со стороны загрузочной камеры на длине, равной половине диаметра, размещают распределительную насадку в виде винтовых лопастей. При сушке достаточно сыпучих материалов за винтовой насадкой помещают периферийную подъемно-лопастную насадку. Форма лопаток может быть различной. В конце барабана устанавливают секторную насадку с пятью или шестью секторами. Если материал имеет хорошую сыпучесть, за винтовой насадкой помещают секторную, которая лучше интенсифицирует процесс сушки и способствует снижению расхода электроэнергии на вращение барабана.

На выходном конце барабана устанавливают подпорные кольца для увеличения степени заполнения материалом. Такие же кольца размещают в загрузочном конце барабана для предотвращения просыпи при загрузке.

Барабанные сушилки выпускают диаметром 1,0—3,5 м при длине 4—27 м (табл. 10.1). Обычно соотношение диаметра и длины барабана принимают от 1—4 до 1—8.

Все сушилки подразделяются на прямоточные и противоточные. Каждый из этих типов имеет преимущества и недостатки. В сушилках первого типа материал и дымовые газы движутся параллельно, в сушилках второго типа газы поступают в разгрузочный конец барабана и движутся навстречу материалу. При прямоточном движении холодный материал соприкасается с наиболее горячими газами. По мере его продвижения температура газов снижается, а сам материал нагревается. Мелкий материал, скорость витания которого ниже скорости газов, выносится из камеры без значительного перегрева и пересушки. Противоток применяют при необходимости более глубокой сушки, когда газы с высокой температурой, соприкасаясь с высушенным материалом, не вызывают его воспламенения. В противотоке мелкие частицы материала длительное время витаят в барабане, пересушиваясь и перегреваясь. Выносятся они в загрузочную камеру, что очень неудобно, так как в поток вовлекаются и мелкие недосушенные частицы подаваемого материала. Отчасти по этой причине противоток почти не нашел применения для сушки концентратов руд цветных металлов.

Режим работы сушилок зависит от крупности и влажности материала. Коэффициент заполнения барабана колеблется от 0,15 до 0,25; температура дымовых газов на входе допускается (для руды) до 1000—1100 °C, на выходе — до 100—120 °C. Скорость движения газов в барабане составляет 2—3 м/с, длительность сушки, по опытным данным, 15—30 мин.

2. Сушка флотационных концентратов

Для сушки флотационных концентратов цветной металлургии используют сушилки следующих основных типов: барабанные, кипящего слоя (КС), трубы-сушилки, вихревые.

В барабанных сушилках можно осуществить сушку практически любого флотоконцентрата. В табл. 10.2 приведены основные

900 мм, высота 22 м, производительность 50—65 т/ч, начальная влажность 5—8%, конечная 0—1%.

3. Сушка пульпы

Для сушки пульпы в цветной металлургии применяют сушилки КС, распылительные сушилки.

На Чимкентском свинцовом заводе свинцовые пульпы подвергают сушке в печи

ТАБЛИЦА 10.2

ОСНОВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ВРАЩАЮЩИХСЯ БАРАБАНОВ
ПРИ СУШКЕ РАЗЛИЧНЫХ КОНЦЕНТРАТОВ

Показатели	Пиритный	Медный	Цинковый	Медноникелевый
Влажность концентрата, %:				
на входе в барабан	10,5—15	11,5—12,5	21,5—23	19—19,5
на выходе из барабана	3,5—4,5	4—7,5	9,5—12	9—11
Температура газа, °С:				
на входе в барабан	300—650	300—450	400—450	700—1000
на выходе из барабана	100—250	120—160	250—290	300—350
Влагосъем, кг/(м ³ ·ч)	15—35	15—25	15—18	35—45
Расход топлива (условного), кг/кг влаги	0,12—0,30	0,15—0,18	0,33—0,47	0,22—0,27
Расход воздуха*, м ³ /кг влаги	4—12	7—12	15—26	5—8
Тепловой к. п. д. сушильного барабана, %	35—70	45—60	20—30	40—50
Объемный коэффициент теплообмена, ккал/(м ³ ·ч·°С)	40—180	40—90	20—60	50—80
Тип насадок барабана	Подъемно-лопастные			Сегментные

* При нормальных условиях.

показатели, характеризующие работу барабанных сушилок при сушке различных флотоконцентратов.

На комбинате «Североникель» осуществлена в полупромышленном масштабе сушка медного концентрата в аппарате КС с псевдоожиженной насадкой (цементной медью) [2]. Его параметры: высота 2,8 м; диаметр 0,32 м; производительность по сухому материалу 6,2 т/(м²·ч) при начальной влажности концентрата 9%, конечной 0,06%.

За рубежом в сушилках КС осуществляют сушку медных и медноникелевых концентратов, а также свинцовых и цинковых концентратов. На заводе «Коппер-Клифф» (Канада) медный концентрат сушат в двух сушилках КС с диаметром реактора 2,7 м и производительностью 630 т/сут. [1].

В вихревой сушилке (рис. 10.4) сушат титанопирокониевый концентрат [3]. Ее габариты 2,6×1,5×3,8 м, производительность 40 т/ч по сухому материалу, удельный влагосъем 640 кг/(м³·ч), начальная влажность концентрата 5—8 %, конечная 0,16—0,25%.

На Алмалыкском медеплавильном заводе сушку пиритного концентрата производят в трубе-сушилке (рис. 10.5). Диаметр трубы

КС (рис. 10.6). Габариты печи: диаметры цилиндра в месте установки подины и в верхней части соответственно 1800 и 2460 мм высота 4500 мм, площадь пода 2,6 м². Производительность печи по сырому материалу 15—18 т/(м²·сут) [4].

Сушка концентратной пульпы (медного, молибденового концентрата) во взвешенном состоянии производится в вертикальной цилиндрической камере, в верхней части которой находится центробежный распылитель пульпы. Распыленные частицы движутся в одном направлении с потоком горячего воздуха, перемещающегося в сушильной камере, как в циклоне.

Температура воздуха, поступающего в сушилку, составляет 760° С, уходящего 100—110° С. Время воздействия горячего воздуха на частицы концентратной пульпы так мало, что они не успевают нагреться и не претерпевают никаких изменений. Все тепло расходуется на испарение влаги с поверхности частиц [5].

Расход тепла при сушке пульпы сульфидных концентратов, содержащих 60% твердого, составляет 750 ккал/кг испарившейся влаги. На обогатительной фабрике «Твин Рьюйтс» (США) подвергается сушке в распылительной сушилке

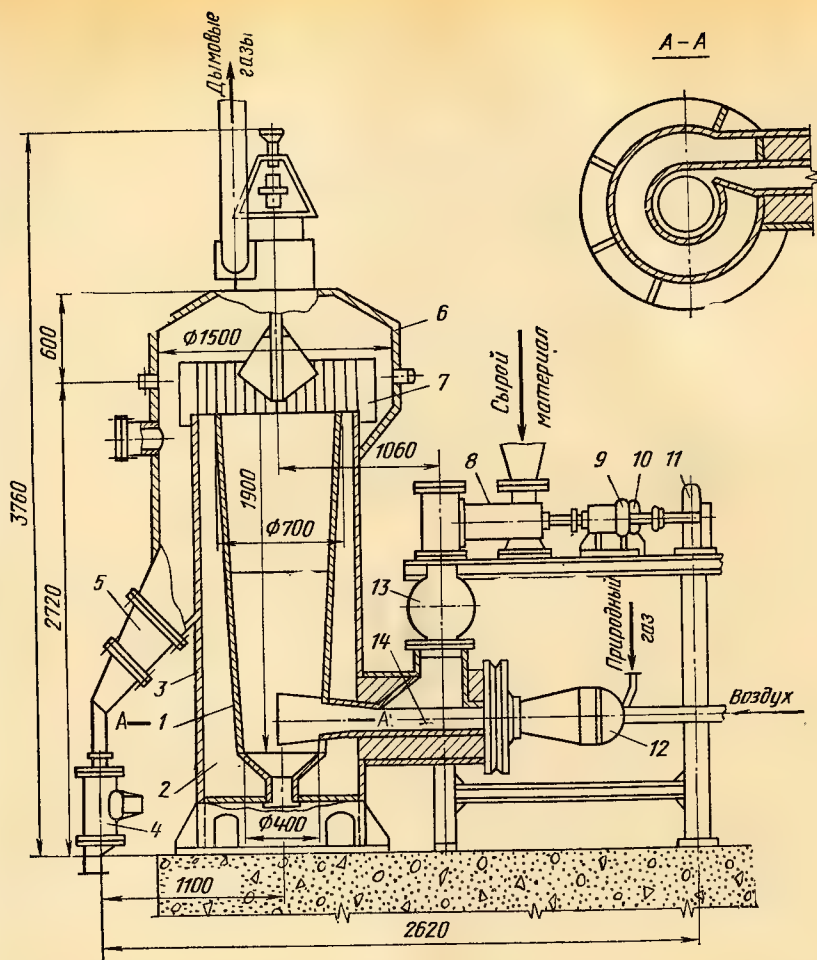


Рис. 10.4. Вихревая сушилка [3]:

1 — вихревая камера; 2 — термоизоляция; 3 — корпус; 4 — весоизмерительное устройство; 5 — разгрузочный патрубок; 6 — осадительная камера; 7 — направляющий аппарат; 8 — шнековый пнатель; 9 — подшипник шнекового пнателя; 10 — электродвигатель; 11 — червячный редуктор; 12 — топочное устройство; 13 — цепной рыхлитель; 14 — канал

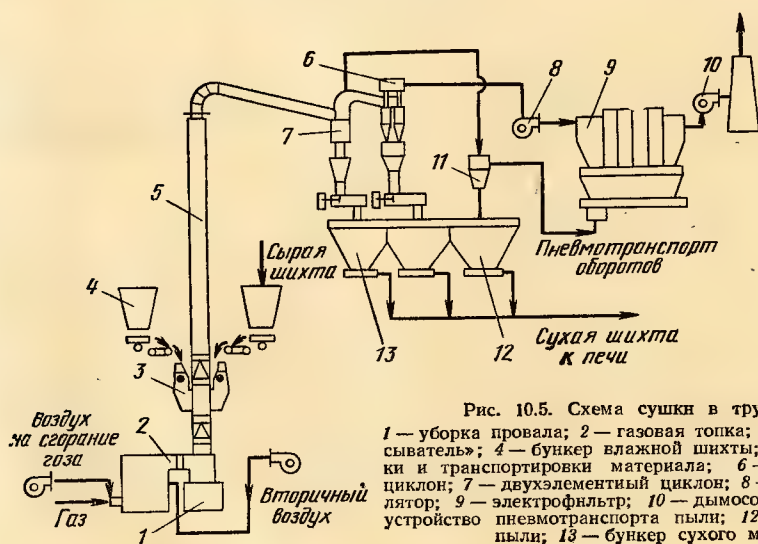


Рис. 10.5. Схема суши в трубе-сушилке:

1 — уборка провала; 2 — газовая топка; 3 — пнатель «забрасыватель»; 4 — бункер влажной шихты; 5 — труба для сушки и транспортировки материала; 6 — четырехэлементный циклон; 7 — двухэлементный циклон; 8 — мельничный вентилятор; 9 — электрофильтр; 10 — дымосос; 11 — разгрузочное устройство пневмотранспорта пыли; 12 — бункер оборотной пыли; 13 — бункер сухого материала

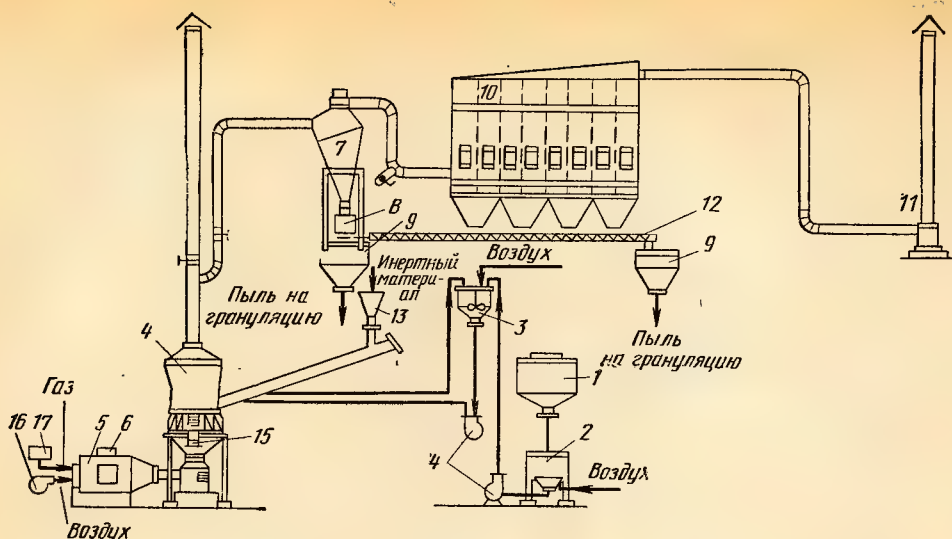


Рис. 10.6. Схема цепи аппаратов сушки пульпы свинцовых пылей в кипящем слое [20, с. 48]: 1 — сгуститель; 2 — репульгатор для нижнего сдвига; 3 — питающий репульгатор; 4 — печь КС; 5 — топка под давлением; 6 — взрывной клапан; 7 — циклон СИОТ; 8 — бункер циклона; 9 — бункер для пыли; 10 — рукавный фильтр; 11 — дымосос; 12 — шнек; 13 — бункер для инертного материала; 14 — пульповый насос; 15 — течка для инертного материала; 16 — воздуходувка; 17 — газостанция

пульпа медного концентрата. Проектная производительность трех сушилок 70 т/ч при содержании 60 % твердого [5].

На обогатительной фабрике «Камболда» (Австралия), перерабатывающей богатую никелевую руду, сушат сульфидный никелевый концентрат. На фабрике работают две распылительные сушилки датской фирмы «Ниро Атомизер». Диаметр сушилок 9 м, производительность каждой сушилки 20,5 т/ч сухого продукта при содержании твердого в исходной пульпе 65 % [5].

4. Методика расчетов

Методика расчета сушилок КС [6, с. 640—643].

В начале расчета определяют количество испаряемой влаги, удельный расход тепла (ккал/кг влаги) и газов (кг/кг влаги). Затем определяют значение числа Архимеда при условии, что температура частиц в слое равна температуре уходящих газов:

$$Ar = d^3 \rho_m g / (\nu^2 \rho_r), \quad (10.1)$$

где d — эквивалентный диаметр частиц среднего размера, м; ν — кинематическая вязкость, м²/с.

Пользуясь графиком $Ly = f(Ar)$ рис. 10.7, а), находят критическое значение $Ly_{кр}$ (при $\varepsilon = 0,4$) и определяют критическую скорость псевдооживления:

$$v_{кр} = \sqrt[3]{\frac{Ly_{кр} \nu g \rho_m}{\rho_r}}. \quad (10.2)$$

Далее определяют по графику (рис. 10.7, а) значение числа Ly при наиболь-

шей возможной порозности кипящего слоя и находят число псевдооживления:

$$K_v = \sqrt[3]{Ly / Ly_{кр}}. \quad (10.3)$$

Скорость газа (считая на полное сечение решетки)

$$v = K_v v_{кр}. \quad (10.4)$$

Скорость газа в отверстиях решетки

$$v_{отв} = v \frac{273 - t_1}{273 + t_2} f_{ж}, \quad (10.5)$$

где t_1 и t_2 — температура газа соответственно на входе и на выходе из сушилки (5—10 % общей ее площади), °С; $f_{ж}$ — живое сечение решетки.

Площадь решетки

$$S_{реш} = L_c / (\rho_r v), \quad (10.6)$$

где L_c — секундный расход газа, кг/с; v — скорость газа на полное сечение решетки, м/с; ρ_r — плотность газов, уходящих из сушилки, кг/м³.

Диаметр решетки

$$D_{реш} = \sqrt{\frac{S_{реш}}{0,785}}. \quad (10.7)$$

Высоту сепарационного пространства $H_{сеп}$, мм, принимают в 4 раза больше высоты кипящего слоя $H_{сл}$: $H_{сеп} = 4 H_{сл}$, а высоту кипящего слоя — в 4 раза больше высоты гидродинамической стабилизации или высоты зоны действия струй: $H_{сл} = 4 h_{ст}$. Между высотой гидродинамической стабилизации $h_{ст}$ и диаметром отверстий в решетке $d_{отв}$ имеется следующая эмпирическая зависимость:

$$h_{ст} / d_{отв} = 20. \quad (10.8)$$

Скорость газа в отверстиях решетки должна быть достаточной для перемешивания не только исходных частиц максимального диаметра, но и образующихся при сушке укрупненных частиц (формирующихся, например, при слеживании частиц на решетке).

Максимальный диаметр этих укрупненных частиц может быть определен по уравнению

$$d = \sqrt[3]{\frac{Ar (v'_v)^2 \rho'_r}{\rho_m g}}. \quad (10.9)$$

В этом случае число Ar определяют по значению числа $Ly_{кр(отв)}$:

$$Ly_{кр(отв)} = v_{кр(отв)}^3 \rho'_r / (v'_v g \rho_m). \quad (10.10)$$

Критическая скорость в отверстиях решетки, м/с

$$v_{кр(отв)} = V_{отв} / K_v, \quad (10.11)$$

где K_v — число псевдооживления для укрупненных частиц на решетке ($K'_v = 3 \div 5$).

В формулах (10.9) и (10.10) ρ'_r и v'_v определяют при начальной температуре газа, поступающего на решетку; выбрав диаметр отверстий в решетке, можно определить $h_{сеп}$, а затем найти значения $H_{сеп}$ и $H_{сеп}$.

Общая высота аппарата (над решеткой), мм:

$$H = H_{сеп} + H_{сл}. \quad (10.12)$$

Если в результате расчета скорость газа в цилиндрическом сепарационном пространстве больше скорости витания высушиваемых частиц, имеющих наименьший диаметр, то с целью их осаждения верхний диаметр сепарационного пространства выполняют большим диаметра решетки.

Количество материала, которое должно одновременно находиться в кипящем слое сушильной камеры:

$$G = Q \rho_m d / 6 \alpha \Delta t = \frac{1}{6} d \rho_m \Phi f \Sigma f, \quad (10.13)$$

где ρ_m — плотность частиц, кг/м³; d — средний расчетный диаметр частиц, м; Δt — средняя логарифмическая разность температур между газом и материалом в активной зоне сушилки, °C; Φ — фактор формы (табл. 10.3); Q — количество тепла, передаваемого от сушильного агента к материалу, находящемуся в кипящем слое, ккал/с; $Q = Q_{нач} - Q_{исп}$; α — коэффициент теплоотдачи; принимают по опытным данным или вычисляют по эмпирическим зависимостям.

Для определения коэффициента теплоотдачи в кипящем слое при постоянной скорости сушки могут быть использованы формулы, приведенные в работах [7–9].

Для различных материалов при $Fe = 30 \div 100$

$$Nu = 0,0151 Fe^{0,74} Re^{0,65} \left(\frac{H_0}{d} \right)^{-0,34}. \quad (10.14)$$

При $Fe = 100 \div 200$

$$Nu = 0,0283 Fe^{0,6} Re^{0,65} \left(\frac{H_0}{d} \right)^{-0,34}. \quad (10.15)$$

Для фарфоровых шариков, кварцевого песка и мраморной крошки при $Re = 30 \div 2500$ и $Fe = 27 \div 294$

$$Nu = 0,015 Re^{0,803} Fe^{0,53} \left(\frac{H_0}{d} \right)^{-0,45}. \quad (10.16)$$

Для различных материалов при $Pr = 0,7$ и $Re > 80$

$$Nu = 0,0133 Re^{1,6}. \quad (10.17)$$

Согласно работе [7], при $Re = 60 \div 500$

$$Nu = 0,316 Re^{0,8}. \quad (10.18)$$

Данные о теплообмене для $Re > 500$ в настоящее время отсутствуют.

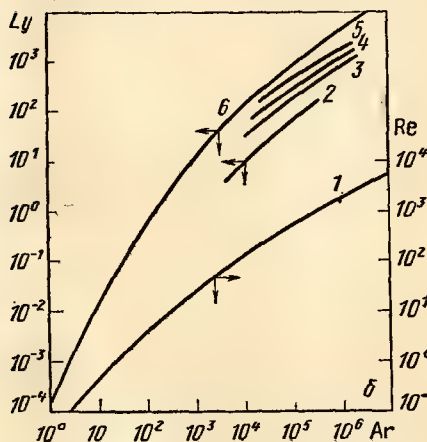
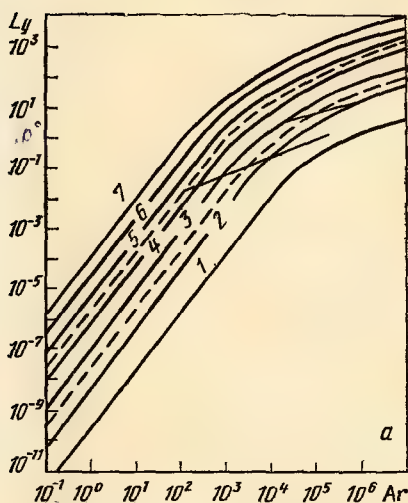


Рис. 10.7. Зависимости [10]:

а — числа Lu от числа Ar при различной порозности ε :

1 — 0,4; 2 — 0,5; 3 — 0,6; 4 — 0,7; 5 — 0,8; 6 — 0,9; 7 — 1,0; 8 — чисел Re и Lu от числа Ar при шарообразных (1, 6), пластинчатых (2), продолговатых (3), угловатых (4), округленных (5) частицах

ТАБЛИЦА 10.3

ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ ФОРМЫ ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Материал	d , мм	Φ	Автор	Примечание
Стальные шарики	2	1,00	Л. А. Акопян	При $d_k : d_{\text{ч}} < 16$
	4	1,00	»	То же
	6	1,23	»	» »
Шарики из органического стекла	2	1,15	»	» »
Силикагель	0,25	3,05	»	» »
	2,5	5,46	»	» »
	3,5	3,70	»	» »
	4,5	7,05	»	» »
	0,18	6,3	И. Г. Мартюшин	$H=19,46$ мм; $\varepsilon=0,623$
	0,296	5,5	»	$H=16,14$ мм; $\varepsilon=0,572$
Свинцовая дробь	1,35	1,20	Л. А. Акопян	При $d_k : d_{\text{ч}} < 16$
Алюмосиликагель	0,4	1,79	»	То же
	0,15	4,10	»	» »
Камениый уголь	1,5	2,00	»	$H=485$ мм; $\varepsilon=0,5$
Песок	0,247	1,07	»	То же
	0,29	1,21	»	» »
	0,27	1,15	Лева, Вайнтрауб	» »
	0,27	1,20	Груммер	$H=259$ мм; $\varepsilon=0,47$
	0,418	3,65	»	$H=234$ мм; $\varepsilon=0,517$
	0,589	1,05	»	$H=377$ мм; $\varepsilon=0,516$
	0,71	1,26	»	$H=271$ мм; $\varepsilon=0,505$
	0,94	1,04	»	$H=480$ мм
	0,25	3,06	Оли, Петерсон	—
	0,372	1,90	Вильгельм, Кваук	$H=201$ мм; $\varepsilon=0,407$
Морской песок	0,566	2,76	Вильгельм, Кваук	$H=187$ мм; $\varepsilon=0,408$
Морской песок	1,0	4,15	»	$H=125$ мм; $\varepsilon=0,407$
	0,287	1,80	»	$H=200$ мм; $\varepsilon=0,384$
	0,51	2,63	»	$H=173,5$; $\varepsilon=0,324$
Стеклянные шарики	5,2	3,66	»	$H=176$ мм; $\varepsilon=0,385$
	0,452	1,57	Агарвал, Штерров	—
	0,559	1,5	Бауэр	—
Катализатор	3,28	5,23	Вильгельм, Кваук	$H=128$ мм; $\varepsilon=0,368$
Катализатор «Сокоин»	4,41	4,10	»	$H=178$ мм; $\varepsilon=0,368$
Полихлорвиниловые шарики	0,19	1,47	Левис, Джалилнд	—
Люберецкий песок	0,158	2,68	И. Г. Мартюшин	$H=46,1$; $\varepsilon=0,49$
	0,18	2,5	»	$H=45,88$ мм; $\varepsilon=0,481$
Силикагель	0,18	6,3	»	$H=19,46$ мм; $\varepsilon=0,623$
	0,296	5,5	»	$H=16,14$ мм; $\varepsilon=0,572$

Примечание. H — высота плотного слоя, мм; ε — средняя порозность плотного слоя.

Высота слоя в спокойном состоянии H_0

$$H_0 = G / (F \rho_n), \quad (10.19)$$

где ρ_n — насыпная плотность материала, кг/м³.

Средняя продолжительность пребывания частиц в кипящем слое

$$\tau = \frac{G}{0,5 (G_1 + G_2)}, \quad (10.20)$$

где G_1 и G_2 — начальная и конечная мас-

са материала, поступающего в сушилку, кг/ч.

Вместо $0,5 (G_1 + G_2)$ в знаменатель формулы (10.20) можно подставить среднюю часовую производительность сушилки, кг/ч.

В работе [10] предлагается вести расчет процесса в двух- и многоступенчатых аппаратах на основе коэффициентов массообмена, с учетом роста температур термолабильных материалов в процессе их сушки в кипящем слое [11] и т. п.

Для определения значений сопротивления кипящего слоя Δp используют видоизмененное уравнение Дарси—Вейсбаха

$$\Delta p = \xi \frac{H v^2 \rho_c (1 - \varepsilon)^2}{d_a^2 2\varepsilon} \varphi_{\Phi}, \quad (10.21)$$

где ξ — коэффициент гидродинамического сопротивления кипящего слоя; ρ_c — плотность среды, кг/м^3 ; H — высота слоя, м; d_a — средний диаметр частиц, м; v — скорость газового потока, м/с; ε — порозность насыпного слоя; φ_{Φ} — коэффициент формы материала (берут из табл. 10.3).

В области $Re \leq 35$ для кипящего слоя, образованного частицами шарообразной формы, при $\varphi_{\Phi} = 1$ существует ламинарный режим, для которого $\xi = 220/Re$.

В области $70 \leq Re \leq 7000$ режим турбулентный, тогда $\xi = 11,6/\sqrt{Re}$.

При расчете сушилок КС необходимо также учитывать гидравлическое сопротивление решетки, которое может быть значительным.

Методика расчета пневматических труб-сушилок [6, с. 636—638]

В пневматических сушильных установках обычно приходится перемещать частицы неправильной формы. Коэффициент лобового сопротивления ξ таких частиц отличается от соответствующих значений для частиц правильной шарообразной формы.

В целях упрощения расчета определения скорости витания таких частиц производят по уравнениям для шарообразных частиц, но вместо d вводят значение эквивалентного диаметра d_a .

На графике, приведенном на рис. 10.7, б, даны зависимости $Ly = f(Re_{\text{вит}})$ для витающих частиц неправильной формы. Для таких частиц эквивалентный диаметр определяют как диаметр шара, имеющего объем, равный объему средней частицы, т. е.

$$d_a = 10 \sqrt[3]{\frac{G}{\pi \rho}}, \quad (10.22)$$

где G — масса частиц в средней пробе, кг; n — число частиц в пробе, шт.; $n = G \times 6000/\pi d^3$; ρ — плотность частиц, кг/м^3 .

Более точно средний эквивалентный диаметр частиц может быть определен по фракционному составу частиц

$$d_a = \frac{1}{\frac{b_1}{d_1} + \frac{b_2}{d_2} + \dots + \frac{b_n}{d_n}}, \quad (10.23)$$

где $d_1, d_2, \dots, d_n$ — диаметры частиц неправильной формы, приведенных к шарообразной форме, мм; $b_1, b_2, \dots, b_n$ — их доля в общем количестве частиц, %.

Коэффициент теплообмена между газом и частицами

$$Nu \approx 0,4 Fe^{0,9}. \quad (10.24)$$

Критерий Федорова (в работах ЦКТИ этот критерий был назван критерием Кир-

пичева):

$$Fe = d_a \sqrt{\frac{4g(\rho_M - \rho_T)}{3v^2 \rho_T}}, \quad (10.25)$$

где d_a — эквивалентный или средний расчетный диаметр; g — ускорение силы тяжести; ρ_M и ρ_T — плотность частиц материала и газа, кг/м^3 ; v — кинематическая вязкость при средней температуре газа, $\text{м}^2/\text{с}$

Коэффициент теплообмена

$$\alpha = Nu \lambda / d_a. \quad (10.26)$$

Поверхность частиц, проходящих через сушилку в течение часа:

$$F = 6G_T / (d_{cp} \rho_M). \quad (10.27)$$

Время сушки

$$\tau = Q \cdot 3600 / (\alpha F \Delta t_{cp}), \quad (10.28)$$

где Q — расход тепла на нагрев частиц и на испарение влаги; Δt_{cp} — средний температурный напор между газом и частицами сушимого материала, $^{\circ}\text{C}$.

Скорость витания частиц может быть определена согласно зависимости $Ar = f(Re)$ по выражению

$$Ar = d_{cp}^3 \rho_M g / (v^2 \rho_T). \quad (10.29)$$

По найденному значению из графика (рис. 10.7, б) определяют $Re_{\text{вит}}$ и находят скорость витания $v_{\text{вит}} = Re_{\text{вит}} v / d_a$. Скорость газа в трубе сушилки выбирают больше скорости витания из условия перемещения частиц большого диаметра:

$$v_T = (1,5 \div 2,5) v_{\text{вит}}.$$

В ряде случаев скорость газа принимают в 1,3—1,5 раза больше скорости витания частиц наибольшего диаметра.

$$\text{Длина трубы } l = \tau (v_T - v_{\text{вит}}); \quad (10.30)$$

дополнительная длина разгонного участка

$$l_{\text{доп}} = 0,5 v_T d_{cp}; \quad (10.31)$$

общая длина трубы-сушилки

$$L = l + l_{\text{доп}}; \quad (10.32)$$

диаметр трубы-сушилки

$$D = \sqrt{\frac{V_T}{0,785 v_T}}, \quad (10.33)$$

где V_T — объем газа, перемещаемого в трубе сушилки, $\text{м}^3/\text{с}$; v_T — скорость газа, м/с.

Методика расчета распылительных сушилок [6, с. 638—640]

Для форсуночных камер обычно отношение высоты сушилки к ее диаметру составляет $H_k/D_k = 1,5 \div 2,5$; меньшее отношение берут при сушке растворов с низкой начальной влажностью и большой производительностью сушилки.

Для сушильных камер с дисковым распылом это отношение обычно составляет $H_k/D_k = 0,8 \div 1,0$.

При расчете распылительной сушилки определяют средний радиус капель, радиус факела распыла, рабочий объем камеры (по значениям удельной влагонеприятности)

и по первым двум значениям — рабочую высоту камеры.

Объем камеры

$$V = Q/(\alpha_V \Delta t), \quad (10.34)$$

где Q — расход тепла на испарение влаги и нагрев частиц, Вт; α_V — объемный коэффициент теплопередачи, ккал/(м³ · ч · °С); Δt — средняя разность температур между газом и частицами, °С.

При распыливании механическими и пневматическими форсунками и параллельном движении газа и материала для расчета объемного коэффициента теплопередачи можно использовать соотношение

$$\alpha_V = 1,58 \cdot 10^{-3} \frac{\lambda G}{\rho_p F_K \delta^{1,6} (v_{\text{вит}} - v_r)^{0,8}}, \quad (10.35)$$

где G — производительность сушилки по сухому продукту, кг/с; λ — теплопроводность сушильного агента при средней температуре его в сушилке, ккал/(м · ч · °С); F_K — площадь сушильной камеры, м²; δ — средний объемно-поверхностный диаметр сухих частиц, м; v_r — средняя скорость газа в сушильной камере, м/с; $v_{\text{вит}}$ — скорость витания сухих частиц при средней температуре в сушильной камере, м/с.

Формула получена при изменении величин в следующих пределах: $G = 10 \div 900$ кг/ч; $\delta = 46 \cdot 10^{-6} \div 168 \cdot 10^{-6}$ м; $v_r = 0,19 \div 0,35$ м/с; $v_{\text{вит}} = 0,06 \div 0,25$ м/с; $F_K = 4 \div 29$ м².

Начальная влажность растворов составляет 44—87 %; начальная температура газов 117—600 °С; объем сушильной камеры 9,45—217 м³.

Применительно к сушке высоковлажных растворов в сушилках с дисковым распы-

K σ , кгс/м

Вода	2,5	0,00745
Спирт	3,5	0,00230
Глицерин	5,0	0,00650

Для приближенной оценки среднего диаметра капель (d , м) при диспергировании центробежными дисковыми распылителями может быть использовано эмпирическое соотношение

$$d = 81 \frac{\sigma^{0,46} h^{0,46} \eta^{0,08}}{v_r^{0,54}}, \quad (10.38)$$

где h — толщина пленки жидкости на диске, м; η — коэффициент динамической вязкости; ρ_p — плотность раствора, кг/м³; v — скорость раствора при отрыве от диска, м/с.

Формула получена при следующих параметрах: $v = 20 \div 180$ м/с; $G = 20 \div 1200$ л/ч; $\sigma = (28,5 \div 82,5) \cdot 10^{-4}$ кгс/м; $\rho_p = 85 \div 173$ кг · с²/м⁴; $\eta = (1 \div 600) \cdot 10^{-4}$ кг · с/м².

Для предотвращения налипания частиц продукта на стенки камеры целесообразно определять радиус факела распыливания.

В настоящее время существует несколько понятий радиуса факела R_ϕ . Так, под R_ϕ понимают радиус круга, в котором оседает 99 или 100 % диспергированного вещества, или расстояние, которое пролетают наибольшие капли, пока их влажность не станет такой, что они прилипают к стенкам камеры. Это различие в понятии R_ϕ делает несопоставимыми экспериментальные данные. По данным ДЕРЕБИНА, $R_{\phi 100} = (1,2 \div 1,5) R_{\phi 99}$. Недостатками второго определения являются отсутствие данных о влажности, при которой материал не прилипает к стенке, а также неучет силы взаимодействия частиц со стенкой и т. п.

При дисковом распыле радиус факела

$$R_\phi = f [\delta_{\text{max}}, v_{\text{окр}}, G (T_r - T_K), W_0, m, K_1, K_2, K_3], \quad (10.39)$$

лом можно использовать следующее соотношение:

$$\alpha_V = 160 \frac{\mu \lambda G}{\rho_r F_K} \left(\frac{1}{\delta} \right)^{1,8} \left[\frac{g (\rho_p - \rho_r)}{\rho_r} \right]^{0,2}, \quad (10.36)$$

где G — расход распыляемого раствора, кг/с; μ — степень заполнения камеры; ρ_p , ρ_r — плотности раствора и теплоносителя, кг/м³.

Формула получена при изменении величин в пределах: температура теплоносителя 100—300 °С; влажность 68—95 %; частота вращения диска 18000—24000 об/мин.

Максимальный диаметр каплей при распыливании механическими форсунками можно приближенно определить по формуле

$$d = K 8 \sigma g / (\rho_0 w^2), \quad (10.37)$$

где σ — поверхностное натяжение, кгс/м; ρ_0 — плотность среды, кг/м³; g — ускорение силы тяжести, м/с²; w — скорость выхода струи, м/с; K — коэффициент, зависящий от свойств жидкости.

Ниже приводятся значения для K и σ различных материалов:

где δ_{max} — максимальный диаметр капель; $v_{\text{окр}}$ — окружная скорость диска; G — производительность сушилки; $T_r - T_K$ — разность температур между каплей и теплоносителем; W_0 — начальная влажность капли; m — степень полидисперсности распыла; K_1 , K_2 , K_3 — коэффициенты, учитывающие соответственно структуру образующейся корки и адгезионную способность частицы, влияние конструкции диска, влияние конструкции газораспределительного и газоподводящего устройства.

Для форсуночных камер необходимо вместо K_2 учитывать диаметр сопла и угол его раскрытия, а также параметр взаимодействия системы факелов форсунок.

Среднюю разность температур между газом и частицами определяют по уравнению

$$\Delta t = \Delta t_1 (1 - X) + \Delta t_2 X, \quad (10.40)$$

где Δt_1 , Δt_2 — средние разности температур между газом и частицами в первом и втором периоде сушки, °С; X — отношение длительности во втором периоде к общей длительности сушки.

Для первого периода

$$\Delta t_1 = \frac{t_1 - t_2'}{\ln \frac{t_1 - t_m}{t_2' - t_m}}, \quad (10.41)$$

где t_1 — начальная температура газа, °C; t_m — средняя температура мокрого термометра, °C; t_2' — температура газов, соответствующая окончанию первого периода, °C.

Температура t_2' определяется из построения процесса сушки в $I-d$ -диаграмме по влагосодержанию d_2' :

$$d_2' = (d_2 - d_1) \frac{W_1 - W_r}{W_1 - W_2} + d_1,$$

где W_1 , W_2 , W_r — соответственно начальная, конечная и гигроскопическая влажность материала, %; d_1 , d_2 — соответственно начальное и конечное влагосодержание газов, г/кг.

Для второго периода

$$\Delta t_2 = \frac{(t_2' - t_m) - (t_2 - \theta_2)}{\ln \frac{t_2' - t_m}{t_2 - \theta_2}}, \quad (10.42)$$

где θ_2 — конечная температура частиц;

$$\theta_2 = (t_2' - t_m) \frac{W_r - W_2}{W_r - W_p} + t_m$$

(W_p — равновесная влажность материала).

Величина X может быть оценена по формуле

$$X = \frac{1}{1 + \frac{(t_2' + t_2)(W_1 - W_2)}{(t_1 + t_2')(W_r - W_p) \ln \frac{W_r - W_p}{W_1 - W_2}}}. \quad (10.43)$$

Мощность, затрачиваемая на механическое распыливание, N , Вт:

$$N = G \Delta p / \rho \eta_n, \quad (10.44)$$

где Δp — полный напор, мм вод. ст.; G — расход раствора через форсунку, кг/с; ρ — плотность жидкости, кг/м³; η_n — к. п. д. насоса, а мощность, затрачиваемая на центробежное распыливание:

$$N = 1,095 \cdot 10^{-5} G n^2 \left(R_d^2 - \frac{1}{2} r_0^2 \right) + \frac{4 R_d^2}{V} \left(\frac{v_0}{100} \right)^3, \quad (10.45)$$

где R_d — радиус диска, м; r_0 — расстояние по радиусу от оси до места подачи раствора на диск, м; G — производительность диска по раствору, кг/ч; n — частота вращения диска, об/мин; v — удельный объем газа, м³/кг; v_0 — окружная скорость диска, м/с.

Мощность, потребляемую турбокомпрессором при пневматическом распыле, кВт, определяют по формуле

$$N = 3,88 \frac{V_b}{\eta_o \eta_m \eta_n} \frac{T_o}{273} \ln \frac{p}{p_o}, \quad (10.46)$$

где V_b — расход воздуха на распыливание при давлении (760 мм рт. ст и температуре 0 °C, м³/мин; p_o , T_o — давление воздуха, мм рт. ст., и температура на входе в компрессор, К; p — конечное давление воздуха, мм рт. ст.; η_o , η_m , η_n — объемный, механический и индикаторный к. п. д.; $\eta_o = 0,96 \div 0,98$; $\eta_m = 0,97 \div 0,98$; $\eta_n = 0,55 \div 0,65$.

Методика расчета барабанных сушилок

Наиболее точный расчет конструктивных и режимных параметров барабанных сушилок может быть выполнен только с использованием математических моделей, учитывающих изменение кинетических и теплообменных характеристик процесса по длине барабана.

Приближенно рассчитать барабанную сушилку можно следующим образом.

1. По заданной производительности (по сухому материалу G , кг сух. мат/ч) и заданной влажности на входе (W_1 , кг/кг сух. мат.) и выходе (W_2 , кг/кг сух. мат.) из барабана определяют влагосъем, кг H₂O/ч: $\Delta W = G(W_1 - W_2)$.

По данным ВНИИЭнергоцветмета, необходимый расход воздуха при сушке различных материалов во вращающихся барабанах является величиной относительно постоянной и составляет 3,2—3,4 м³/кг H₂O.

2. Расход воздуха на сушку, м³/ч: $V_b = 3,3 \Delta W$. При сушке различных флотационных концентратов в барабанах с подъемно-лопастной насадкой, по данным ВНИИЭнергоцветмета, оптимальная температура агента сушки на входе в барабан t_1 составляет 800—900 °C.

3. В результате обработки многочисленных промышленных данных о сушке в барабанах получено следующее выражение для объемного коэффициента теплообмена α_v , ккал/(м³ · ч · °C):

$$\alpha_v = 0,125 t_1 + 0,0026 V_b - 2,72 \bar{W} - 20,$$

где $\bar{W} = (W_1 - W_2) / \ln \frac{W_1}{W_2}$ — средняя влажность материала в барабане, %.

4. При заданной температуре газа на выходе из барабана рассчитывают средний температурный напор в барабане:

$$\Delta \bar{t} = (\Delta t_1 - \Delta t_2) / \ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2},$$

где Δt_1 и Δt_2 — разность между температурой газа и материала соответственно на входе и выходе из барабана. Учитывая, что практически на всей длине барабана температура материала в процессе сушки остается постоянной (за исключением небольшого входного участка нагрева), можно принять температуру материала в барабане в пределах 50—70 °C.

5 Количество тепла, расходуемое на нагрев материала (Q_1) и испарение влаги (Q_2 , ккал/ч):

$$Q = Q_1 + Q_2 = C_m G (\vartheta_1 - \vartheta_2) + \Delta W (595 + 0,47t_2 - \vartheta_2),$$

где C_m — теплоемкость материала (средняя по длине барабана), ккал/(кг·°C); ϑ_1 , ϑ_2 — температура материала соответственно на входе и выходе из барабана, °C.

6. Необходимый объем барабана, м³: $V_6 = KQ/(a_T \Delta t)$, где K — коэффициент запаса.

Расчет выноса пыли из барабанных сушилок

Вынос пыли из барабанных сушилок определяется дисперсностью материала, которая в свою очередь зависит от влажности концентрата.

При сушке пиритного флотационного концентрата вынос пыли может быть оценен следующим образом, г/м³:

$$Z = 374W_2^{-1,89}, \quad (10.47)$$

где Z — содержание пыли в отходящих из сушильного барабана газах, г/м³; W_2 — влажность концентрата на выходе из барабана, %.

При $W_2 > 4\%$ вынос пыли из барабана не превышает 20 г/м³, а при $W_2 = 7-8\%$ равен нулю.

Наиболее резкое увеличение выноса происходит при уменьшении влажности до 2—3 %. При $W_2 = 2\%$ запыленность достигает 80 г/м³.

5. Примеры расчетов

Расчет прямоточной пневматической трубы-сушилки [14, с. 246—250]

Ниже приведены исходные данные для расчета:

Производительность (по сухому)	
G_T , кг/ч	50
Влажность продукта, кг/кг:	
начальная W_0	0,42
конечная W_K	0,006
критическая $W_{кр}$	0,125
Средний (эквивалентный) диаметр частиц d , мкм	125
Фактор формы частиц f	1,25
Максимальный размер агрегатов частиц d_{max} , мм	4
Удельная теплоемкость продукта c_T , ккал/(кг·°C)	0,385
Плотность продукта $\rho_{м.к.}$, кг/м³	1713
Начальная температура материала $t_{м0}$, °C	20
Расход воздуха (сухого) L , кг/ч	900
Начальное влагосодержание воздуха X_0 , кг/кг	0,01
Средняя температура воздуха, достигаемая в калорифере t_0^* , °C	180
Атмосферное давление P , мм рт. ст.	750,18

Находим балансовые величины: удельный расход воздуха $\sigma = L/G_T = 900/50 = 18$; изменение влагосодержания воздуха в сушилке

$$\Delta X = \frac{W_0 - W_K}{\sigma} = \frac{0,42 - 0,006}{18} = 0,023 \text{ кг/кг};$$

конечное влагосодержание воздуха $X_K = X_0 + \Delta X = 0,01 + 0,023 = 0,033 \text{ кг/кг}$.

Принимаем конечную температуру продукта $t_{м.к} = 90^\circ\text{C}$. Заданной конечной влажности $W_K = 0,006 \text{ кг/кг}$ и изотерме 90°C соответствует относительная влажность газа $\varphi_K = 0,08$.

При 90°C давление паров воды $P_H = 525,13 \text{ мм рт. ст.}$ Следовательно, влагосодержание пограничного слоя газа

$$X'_K = \frac{R_T}{R_H} \cdot \frac{P_H \varphi_K^*}{P - P_H \varphi_K^*} = 0,0369 \text{ кг/кг},$$

где R_T и R_H — газовая постоянная соответственно для газа или пара, кгс·м/(кг·°C).

Таким образом $X'_K > X_K$, что обеспечивает заданную конечную влажность продукта. Если окажется, что $X'_K \leq X_K$, то нужно увеличить конечную температуру продукта или увеличить расход воздуха на сушку. Находим наклон линии равновесных энтальпий в начале процесса по уравнению

$$\frac{dI_{p0}}{dX} = c_{ж} t_{м0} - q_c.$$

При $W_0 = 0,42$ и $t_{м0} = 20^\circ\text{C}$ относительная влажность газа $\varphi_0 = 1$; следовательно, $q_c = 0$, где q_c — «связанная» теплота.

Тогда $\frac{dI_{p0}}{dX} = c_{ж} t_{м0} = 1 \cdot 20 = 20 \text{ ккал/кг}$,

т.е. линия равновесных энтальпий совпадает с линией мокрого термометра при 20°C .

Принимая удельные потери тепла в сушилке $q_{п.т} = 80 \text{ ккал/кг}$, отложим на диаграмме $I-X$ от точки $A_0(t_0^*, X_0)$ вниз по вертикали отрезок $A_0^* A_0$ (рис. 10.8):

$$A_0^* A_0 = q_{п.т} \Delta X = 80 \cdot 0,023 = 1,84 \text{ ккал/кг}.$$

Получаем $t_0 = 172^\circ\text{C}$.

Для нахождения температуры газа на выходе определим отрезок $A_0 Y_0$ по формуле

$$A_0 Y_0 = \frac{1}{\sigma} (c_T + c_{ж} W_K) (t_{м.к} - t_{м0}) + q_c \Delta X,$$

где $c_{ж}$ — удельная теплоемкость жидкой фазы, ккал/(кг·°C); $q_c = \frac{a(W_{кр} - W_K)^2}{2(W_0 - W_K)}$.

Тогда

$$\begin{aligned} A_0 Y_0 &= \frac{1}{18} (0,385 + 1 \cdot 0,006) (90 - 20) + \\ &+ \frac{1000(0,125 - 0,006)^2}{2(0,42 - 0,006)} 0,023 = \\ &= 1,91 \text{ ккал/кг}. \end{aligned}$$

Отложив на диаграмме $I-X$ от точки A_0^* вниз отрезок A_0 и проводя линию A_0Y_0 параллельно линии мокрого термометра при 20°C до пересечения с вертикалью $X_K = 0,033$ кг/кг, определим температуру газа на выходе из сушилки: $t_K = 106^\circ\text{C}$.

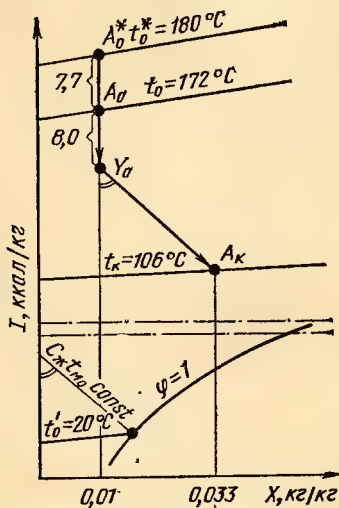


Рис. 10.8. Определение конечной температуры газа по диаграмме $I-X$ [14, с. 247]

Если t_K окажется меньше $t_{м.к.}$, необходимо вновь провести построение в диаграмме $I-X$, задаваясь более низкой температурой продукта, либо более высокой температурой воздуха на входе, либо более высоким значением σ . Свойства продукта и возможности подогрева воздуха ограничивают выбор t_0 и $t_{м.к.}$.

Для последующих расчетов определим физические константы сушильного агента и материала при усредненных температуре и влагосодержании воздуха и продукта. При

$$\bar{t} = \frac{180 + 106}{2} = 143^\circ\text{C} \text{ и } \bar{X} = \frac{0,01 + 0,033}{2} = 0,0215 \text{ кг/кг};$$

$$\bar{\rho} = 0,828 \text{ кг/м}^3; \quad \bar{v} = 2,82 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \bar{c} = 0,25 \text{ ккал}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}); \quad \bar{a} = 3,83 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$\text{При } \bar{t}' = (t_0' + t_K)/2 = (20 + 90)/2 = 55^\circ\text{C} \quad \lambda = 0,73 \cdot 10^{-2} \text{ ккал}/(\text{м} \cdot \text{с} \cdot ^\circ\text{C}).$$

Объемная плотность материала

$$\rho_V = \frac{\rho_{м.к.}}{1 + W_K} = \frac{1713}{1 + 0,006} = 1705 \text{ кг/м}^3.$$

Средняя плотность материала

$$\rho_M = \rho_V (1 + \bar{W}) = 1705 \left(1 + \right.$$

$$\left. + \frac{0,42 + 0,006}{2} \right) = 2070 \text{ кг/м}^3.$$

Объемный расход газа

$$V = \frac{L(1 + \bar{X})}{\bar{\rho}} = \frac{900(1 + 0,0215)}{0,828} = 1110 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Для определения скорости газа в трубе рассчитаем скорость витания максимально крупной частицы (агрегата): критерий Архимеда

$$Ar_{\max} = \frac{gd_{\max}^3(\bar{\rho}_M - \bar{\rho})}{\bar{v}^2 \bar{\rho}} = \frac{9,81(4 \cdot 10^{-3})^3(2070 - 0,828)}{(2,82 \cdot 10^{-5})^2 \cdot 0,828} = 1,98 \cdot 10^6;$$

критерий Рейнольдса

$$Re_{\max} = \frac{V \sqrt{367 + k_3 Ar_{\max}} - 19,15}{0,588 k_3} = \frac{V \sqrt{367 + 3 \cdot 1,98 \cdot 10^6} - 19,15}{0,588 \cdot 3} = 1370,$$

$$\text{где } k_3 = 11 - \frac{10}{f} = 11 - \frac{10}{1,25} = 3.$$

Скорость витания

$$v_{\max} = \frac{Re_{\max} \bar{v}}{d_{\max}} = \frac{1370 \cdot 2,82 \cdot 10^{-5}}{4 \cdot 10^{-3}} = 9,68 \text{ м/с}.$$

Скорость воздуха примем

$$\omega = 2v_{\max} = 2 \cdot 9,68 = 19,36 \text{ м/с}.$$

Диаметр трубы-сушилки

$$D_{\text{ап}} = \sqrt{\frac{4V}{\pi \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1110}{3,14 \cdot 19,36 \cdot 3600}} = 0,142 \text{ м}.$$

Пренебрегая стесненностью потока, рассчитаем параметры движения частиц. Найдем константы интегрирования:

$$a = \frac{0,346 k_1 k_2 k_3 \bar{\rho}}{d \bar{\rho}_M - \bar{\rho}} = \frac{0,346 \cdot 3 \cdot 0,828}{1,25 \cdot 10^{-4} (2070 - 0,828)} = 3,32,$$

$$b = \frac{65}{k_3} \frac{\bar{v}}{d} = \frac{65 \cdot 2,82 \cdot 10^{-5}}{3 \cdot 1,25 \cdot 10^{-4}} = 4,89;$$

$$\Delta = -4ag - a^2 b^2 = -4 \cdot 3,32 \cdot 9,81 - 3,32 \cdot 4,89^2 = -392;$$

$$C = \sqrt{|\Delta|} = \sqrt{392} = 19,8;$$

$$B = -\frac{a b - c}{2a} =$$

$$= \frac{3,32 \cdot 4,89 - 19,8}{2 \cdot 3,32} = -0,543;$$

* Звездочкой отмечены здесь и далее параметры, относящиеся к максимальному размеру.

$$A = \frac{ab + c}{2a} = \frac{3,32 \cdot 4,89 + 19,8}{2 \cdot 3,32} = 5,43;$$

Скорость витания $v^B = -B = 0,543$ м/с.
Относительную скорость частиц в конце участка разгона v_K принимаем:

$$v_K = v_B / 0,95 = 0,543 / 0,95 \approx 0,57 \text{ м/с.}$$

Учитывая, что $\Delta < 0$ и $v_0 = \omega$, определим

$$\alpha_{ст} = Nu_{ст} \lambda / d = 162,4.$$

Средний коэффициент теплообмена

$$\bar{\alpha} = \frac{\alpha_p + \alpha_{ст}}{2} = \frac{256,37 + 162,4}{2} = 209,39 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{с} \cdot ^\circ\text{C)}.$$

Движущую силу процесса определим как среднелогарифмическую величину:

$$\Delta t = \frac{(t_0 - t_{м.т}) - (t_K - t'_K)}{\ln \frac{t_0 - t_{м.т}}{t_K - t'_K}} = \frac{(180 - 44) - (106 - 90)}{\ln \frac{180 - 44}{106 - 90}} = 56,1 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

время прохождения частицами разгонного участка:

$$\tau_p = \frac{1}{c} \ln \frac{(v_K + A)(v_0 + B)}{(v_K + B)(v_0 + A)} = \frac{1}{19,8} \ln \frac{(0,57 + 5,43)(19,36 - 0,543)}{(0,57 - 0,543)(19,36 + 5,43)} = 0,259.$$

Высота участка разгона

$$H_p = W \tau - \left[\frac{1}{a} \ln \frac{(v_0 + A) \exp(\tau c) - (v_0 + B)}{A - B} - A \tau \right] = 19,36 \cdot 0,259 - \left[\frac{1}{3,32} \ln \frac{(19,36 + 5,43) \exp(19,8 \cdot 0,259) - (19,36 - 0,543)}{5,43 + 0,543} - 5,43 \cdot 0,259 \right] = 4,45 \text{ м.}$$

Дисперсность

$$S = \frac{6f}{d} = \frac{6 \cdot 1,25}{1,25 \cdot 10^{-4}} = 6 \cdot 10^4 \text{ м}^{-1}.$$

Длительность сушки

$$\tau = \frac{\bar{c} \rho_v (t_0 - t_K)}{\bar{\alpha} S \Delta t}$$

Среднелогарифмическое значение относительной скорости на участке разгона

$$v_p = \frac{v_0 - v_K}{\ln(v_0/v_K)} = \frac{19,36 - 0,57}{\ln(19,36/0,57)} = 5,33 \text{ м/с.}$$

Коэффициент теплообмена определяем по формуле

$$Nu = 2 + 0,51 Re^{0,52} Pr^{0,33}.$$

На участке разгона частиц

$$Nu_p = 2 + 0,51 \left(\frac{v_p d}{\bar{\nu}} \right)^{0,52} \left(\frac{\bar{\nu}}{a} \right)^{0,33} = 2 + 0,51 \left(\frac{5,33 \cdot 1,25 \cdot 10^{-4}}{2,82 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,52} \times \left(\frac{2,82 \cdot 10^{-5}}{3,83 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,33} = 4,39;$$

$$\alpha_p = \frac{Nu_p \lambda}{d} = \frac{4,39 \cdot 0,73 \cdot 10^{-2}}{1,25 \cdot 10^{-4}} = 256,37 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{с} \cdot ^\circ\text{C)}.$$

На участке стабилизированного движения ($v_{ст} = v_K$)

$$= \frac{0,25 \cdot 18 \cdot 1705 (180 - 106)}{209,39 \cdot 6 \cdot 10^4 \cdot 56,1} = 0,802 \text{ с.}$$

Время движения частиц на участке стабилизированного движения

$$\tau_{ст} = \tau - \tau_p = 0,802 - 0,259 = 0,543 \text{ с.}$$

Скорость подъема материала на участке стабилизированного движения

$$v_{ст} = \omega - v_{ст} = 19,31 - 0,543 = 18,81 \text{ м/с.}$$

Высота участка стабилизированного движения

$$H_{ст} = v_{ст} \tau_{ст} = 18,81 \cdot 0,543 = 10,2 \text{ м}$$

Общая высота трубы-сушилки

$$H = H_p + H_{ст} = 4,45 + 10,2 = 14,65 \text{ м.}$$

$$Nu_{ст} = 2 + 0,51 \left(\frac{v_K d}{\bar{\nu}} \right)^{0,52} \left(\frac{\bar{\nu}}{a} \right)^{0,33} = 2 + 0,51 \left(\frac{0,57 \cdot 1,25 \cdot 10^{-4}}{2,82 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,52} \times \left(\frac{2,82 \cdot 10^{-5}}{3,83 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,33} = 2,744.$$

Расчет прямоточной распылительной сушилки [14, с. 239—246]

Ниже приведены исходные данные для расчета. Распыление осуществляется центробежным диском.

Производительность по высушенному продукту $G_{м.к.}$, кг/ч	25
Влажность исходной суспензии W_0 , кг/кг	5
Конечная влажность продукта W_K , кг/кг	0,042
Теплоемкость продукта c_T , ккал/(кг·°C)	0,22
Плотность твердой фазы ρ_T , кг/м ³	2000
Начальная температура материала t_0 , °C	20
Конечная температура продукта $t_{м.к.}$, °C	60
Температура воздуха (опытные данные), °C:	
на входе t_0	200
на выходе t_K	80
Влагосодержание исходного воздуха X_0 , кг/кг	0,01

Принимая $q_{п.т} = 100,3$ ккал/кг, найдем общее падение потенциала сушильного агента:

$$\Delta = c_{ж} t_{m0} - q_M - q_c - q_{п.т} = 1 \cdot 20 - 2,09 - 5,04 - 100,3 = -87,43 \text{ ккал/кг.}$$

Начальная энтальпия воздуха

$$I_0 = c_T t_0 + (r_0 + c_{п} t_0) X_0 = 0,24 \cdot 200 + (596,1 + 0,47 \cdot 200) 0,01 = 55,9 \text{ ккал/кг.}$$

Конечная энтальпия пара в парогазовой смеси

$$I_{п.к} = r_0 + c_{п} t_K = 596,1 + 0,47 \cdot 80 = 633,7 \text{ ккал/кг.}$$

Тогда конечная энтальпия воздуха составит

$$I_K = \frac{c_T t_K \Delta + I_{п.к} (X_0 \Delta - I_0)}{\Delta - I_{п.к}} = \frac{0,24 \cdot 80 (-87,43) + 633,7 [0,01 (-87,43) - 55,9]}{-87,43 - 633,7} = 51,1 \text{ ккал/кг.}$$

Рассчитаем материальные потоки: производительность сушилки по сухому продукту

$$G_T = \frac{G_{м.к.}}{1 + W_K} = \frac{25}{1 + 0,042} = 24 \text{ кг/ч;}$$

производительность по испаренной влаге

$$\Delta W = G_T (W_0 - W_K) = 24 (5 - 0,042) = 119 \text{ кг/ч;}$$

производительность по исходному материалу

$$G_{m0} = G_{м.к.} + \Delta W = 25 + 119 = 144 \text{ кг/ч;}$$

удельный расход тепла на нагрев материала

Изменение влагосодержания и конечную влажность воздуха найдем из следующего уравнения:

$$\Delta X = X_K - X_0 = \frac{I_K - I_0}{\Delta} =$$

$$= \frac{51,1 - 55,9}{-87,43} = 0,041 \text{ кг/кг;}$$

$$X_K = X_0 + \Delta X = 0,01 + 0,041 = 0,051 \text{ кг/кг.}$$

Найдем расход воздуха из соотношения

$$\sigma = \frac{W_0 - W_K}{X_K - X_0} = \frac{5 - 0,042}{0,041} = 121 \text{ кг/кг;}$$

$$q_M = \frac{(c_T + c_{ж} W_K) (t_{м.к.} - t_{m0})}{W_0 - W_K} = \frac{(0,22 + 1 \cdot 0,042) (60 - 20)}{5 - 0,042} = 2,09 \text{ ккал/кг.}$$

В соответствии с изотермами десорбции глины при средней температуре материала $t_m = 40$ °C максимальное гигроскопическое влагосодержание составляет 0,265 кг/кг. Тогда удельная теплота связанной влаги

$$L = \sigma G_T = 121 \cdot 24 = 2900 \text{ кг/ч.}$$

Определим параметры распыления, исходя из следующих данных:

$$q_c = \frac{a}{2} \frac{(W_{м.г} - W)^2}{W_0 - W_K} = \frac{1000 (0,265 - 0,042)^2}{2 (5 - 0,042)} = 5,04 \text{ ккал/кг.}$$

Диаметр диска d_d , мм . . . 120
 Смоочный периметр (суммарная высота лопаток диска) l , м 0,36
 Частота вращения n , об/мин 16000
 Коэффициент поверхностного натяжения суспензий $\sigma_{ж}$, кг/м $6,95 \cdot 10^{-3}$
 Кинематическая вязкость суспензии $\nu_{ж}$, м²/с $2 \cdot 10^{-6}$

$$\bar{t} = \frac{t_0 + t_k}{2} = \frac{200 + 80}{2} = 140 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\bar{X} = \frac{X_0 + X_k}{2} = \frac{0,01 + 0,051}{2} = 0,03 \text{ кг/кг}$$

Тогда плотность парогазовой смеси при давлении 745 мм рт. ст. (10336 кгс/м²) при 200 и 140 °С составит соответственно:

$$\rho_{200} = \frac{M_r P (1 + X_0)}{RT \left(1 + \frac{M_r}{M_{\Pi}} X_0 \right)} = \frac{29 \cdot 10336 (1 + 0,01)}{848 \cdot 473 \left(1 + \frac{0,01}{0,622} \right)} = 0,727 \text{ кг/м}^3.$$

Плотность суспензии

$$\rho_{м0} = \frac{\rho_{\tau} \rho_{ж} (1 + W_0)}{\rho_{ж} + W_0 \rho_{\tau}} = \frac{2000 \cdot 1000 (1 + 5)}{1000 + 5 \cdot 2000} = 1090 \text{ кг/м}^3.$$

Средний d_0 и максимальный начальный $d_{\max}$ размер капли

$$d_0 = 0,55 \left(\frac{G_{м.с} \nu_{ж}}{d_d} \right)^{0,2} \left(\frac{1}{n} \right)^{0,6} \left(\frac{1}{\rho_{м.0}} \right)^{0,3} \left(\frac{\sigma_{ж}}{l} \right)^{0,1} = 0,55 \left(\frac{144 \cdot 2 \cdot 10^{-6}}{0,12} \right)^{0,2} \times \\ \times \left(\frac{1}{16000} \right)^{0,6} \left(\frac{1}{1090} \right)^{0,3} \left(\frac{6,95 \cdot 10^{-3} \cdot 9,8}{0,36} \right)^{0,1} = 51 \cdot 10^{-6} \text{ м};$$

$$d_{\max} = d_0^* = 3d_0 = 3 \cdot 51 \cdot 10^{-6} = 153 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

$$\rho_{140} = \frac{29 \cdot 10336 (1 + 0,03)}{848 \cdot 413 \left(1 + \frac{0,03}{0,622} \right)} = 0,82 \text{ кг/м}^3.$$

При центробежном распылении получается широкое распределение частиц по размерам, поэтому при расчете следует учитывать полидисперсность материала.

Диаметр камеры определим из расчета

Учитывая низкое влагосодержание воздуха, вязкость рассчитываем по чистому газу:

$$\mu_{200} = \mu_0 \frac{T_0 + C}{T + C} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{1,5} = 1,73 \cdot 10^{-5} \frac{273 + 84}{473 + 84} \left(\frac{473}{273} \right)^{1,5} = 2,53 \cdot 10^{-5} \text{ кг/(м} \cdot \text{с)};$$

пути торможения капли максимального размера в радиальном направлении.

За начальную скорость капли (скорость

$$\nu_{200} = \frac{\mu_{200}}{\rho_{200}} = \frac{2,53 \cdot 10^{-5}}{0,727} = 3,48 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$\mu_{140} = 1,73 \cdot 10^{-5} \frac{273 + 84}{413 + 84} \left(\frac{413}{273} \right)^{1,5} = 2,31 \cdot 10^{-5} \text{ кг/(м} \cdot \text{с)};$$

отрыва от края диска) принимаем окружную скорость диска

$$\nu_{140} = 2,8 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с.}$$

$$\nu_{г0} = \frac{\pi d_d n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,12 \cdot 16000}{60} = 100 \text{ м/с.}$$

Определим плотность и вязкость воздуха в камере-сушилке, принимая в плоскости факела распыла условия входа (t_0 , X_0), а в зоне под факелом усредненные условия:

Для участка торможения капли принимаем начальные условия воздуха.

Определим постоянные интегрирования, считая форму капель сферической и пренебрегая условиями стесненности потока:

$$a = \frac{0,346 \rho_{200}}{d_0^* (\rho_{140} - \rho_{200})} = \frac{0,346 \cdot 0,727}{153 \cdot 10^{-6} (1090 - 0,727)} = 1,51;$$

$$b = \frac{65v_{200}}{d_0^*} = \frac{65 \cdot 3,48 \cdot 10^{-5}}{153 \cdot 10^{-6}} = 14,8;$$

$$\Delta = -4ag - a^2 b^2 = -4 \cdot 1,51 \cdot 9,81 - 1,51^2 \cdot 14,8^2 = -559,3;$$

$$c = \sqrt{|\Delta|} = \sqrt{559,3} = 23,6.$$

Скорость витания

$$v_b^* = \frac{c - ab}{2a} = \frac{23,6 - 1,51 \cdot 14,8}{2 \cdot 1,51} = 0,417 \text{ м/с.}$$

Принимаем $v_{г.к}^* = v_b^* = 0,417 \text{ м/с}$. Тогда время торможения

$$\tau = \frac{1}{ab} \ln \frac{v_{ч0}^* (v_{г.к}^* + b)}{v_{г.к}^* (v_{ч0}^* + b)} = \frac{1}{1,51 \cdot 14,8} \ln \frac{100 (0,417 + 14,8)}{0,417 (100 + 14,8)} = 0,155 \text{ с.}$$

Путь торможения

$$r = \frac{1}{a} \ln \frac{(v_{ч0}^* + b) \exp ab\tau - v_{ч0}}{b} - b\tau = \frac{1}{1,51} \ln \frac{(100 + 14,8) \exp (1,51 \cdot 14,8 \cdot 0,155) - 100}{14,8} - 14,8 \cdot 0,155 = 1,34 \text{ м.}$$

Определяем диаметр камеры, приняв коэффициент запаса 1,25:

$$D_{ап} = 1,25 (2r + d_d) = 1,25 (2 \cdot 1,34 + 0,12) = 3,5 \text{ м.}$$

завершается к моменту достижения критического влагосодержания ($W_{кр} = W_{м.к}$).

Плотность частиц к этому моменту составит:

$$\rho_{м.кр} = \frac{\rho_T \rho_{ж} (1 + W_{кр})}{\rho_{ж} + W_{кр} \rho_T} = \frac{2000 \cdot 1000 (1 + 0,265)}{1000 + 0,265 \cdot 2000} = 1655 \text{ кг/м}^3.$$

Найдем пористость образовавшейся частицы:

$$\varepsilon = 1 - \frac{\rho_{м.кр}}{\rho_T (1 + W_{кр})} = 1 - \frac{1655}{2000 (1 + 0,265)} = 0,345.$$

Конечная плотность частиц

$$\rho_{м.к} = \rho_T (1 + \varepsilon_m) (1 + W_k) = 2000 (1 - 0,345) (1 + 0,042) = 1365 \text{ кг/м}^3.$$

Размер частиц при достижении критической влажности составит соответственно:

$$d_k = d_0 \sqrt[3]{\frac{\rho_{м0} (1 + W_{кр})}{\rho_{м.кр} (1 + W_0)}} = 51 \cdot 10^{-6} \sqrt[3]{\frac{1090 (1 + 0,265)}{1655 (1 + 5)}} = 3 \cdot 10^{-6} \text{ м};$$

$$d_k^* = 153 \cdot 10^{-6} \frac{1090 (1 + 0,265)}{1655 (1 + 5)} = 90 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

Площадь поперечного сечения

$$F_{ап} = \frac{\pi D_{ап}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 3,5^2}{4} = 9,6 \text{ м}^2.$$

Определим скорость витания частиц в начале и конце сушки, считая условия по газу усредненными: критерий Архимеда

$$Ar_0 = \frac{gd_0^3 (\rho_{м0} - \rho_{140})}{v_{140}^2 \rho_{140}} = \frac{9,81 (51 \cdot 10^{-6})^3 (1090 - 0,825)}{(2,8 \cdot 10^{-5})^2 \cdot 0,825} = 2,19;$$

Среднюю скорость газа определим с уче-

критерий Рейнольдса

$$Re_0 = \frac{\sqrt{367 + Ar_0} - 19,15}{0,588} = \frac{\sqrt{367 + 2,19} - 19,15}{0,588} = 0,11.$$

том соотношения

$$\omega = \frac{L (1 + \bar{X})}{\rho_{140} F_{ап}} = \frac{2900 (1 + 0,03)}{0,825 \cdot 9,6 \cdot 3600} = 0,105 \text{ м/с.}$$

Рассчитаем изменение плотности и размеров частиц, допуская, что усадка частиц

Соответственно $Re_k = 0,034$; $Re_0^* = 2,55$; $Re_k^* = 0,68$.

Скорость витания

$$v_0 = \frac{Re_0 v_{140}}{d_0} = \frac{0,11 \cdot 2,8 \cdot 10^{-5}}{51 \cdot 10^{-6}} = 0,0605 \text{ м/с.}$$

$$\text{Соответственно } v_K = 6,036 \text{ м/с; } v_0^* = 0,465 \text{ м/с} \\ v_K^* = 0,211 \text{ м/с.}$$

Средние значения:

$$\bar{v} = \frac{v_0 - v_K}{\ln \frac{v_0^*}{v_K}} = \frac{0,0605 - 0,036}{\ln \frac{0,0605}{0,0306}} = 0,0473 \text{ м/с;}$$

$$\bar{v}^* = \frac{v_0^* - v_K^*}{\ln \frac{v_0^*}{v_K^*}} = \frac{0,465 - 0,211}{\ln \frac{0,465}{0,211}} = 0,327 \text{ м/с.}$$

Средняя скорость движения частиц в вертикальном направлении:

$$\bar{v} = \bar{w} + \bar{v} = 0,105 + 0,0473 = 0,1523 \text{ м/с;}$$

$$\bar{v}^* = \bar{w} + \bar{v}^* = 0,105 + 0,327 = 0,432 \text{ м/с.}$$

Объемная плотность материала в начале и в конце процесса:

$$\rho_{v_0} = \frac{\rho_{m0}}{1 + W_0} = \frac{1090}{1 + 5} = 182 \text{ кг/м}^3;$$

$$\rho_{v_K} = \frac{\rho_{m.K}}{1 + W_K} = \frac{1365}{1 + 0,042} = 1310 \text{ кг/м}^3.$$

Удельную поверхность частиц в начале и в конце процесса (форму частиц считаем сферической) определим по формулам:

$$S_0 = \frac{6}{d_0} = \frac{6}{51 \cdot 10^{-6}} = 1,176 \cdot 10^5 \text{ м}^{-1};$$

$$S_K = \frac{6}{30 \cdot 10^{-6}} = 2 \cdot 10^5 \text{ м}^{-1};$$

$$S_0^* = \frac{6}{153 \cdot 10^{-6}} = 0,392 \cdot 10^5 \text{ м}^{-1};$$

$$S_K^* = \frac{6}{90 \cdot 10^{-6}} = 0,667 \cdot 10^5 \text{ м}^{-1}.$$

Определим коэффициент массообмена в начале и в конце процесса: коэффициент диффузии водяных паров в воздухе рассчитаем по формуле

$$D = D_0 \frac{P_0}{P} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{1,5} = 2,2 \cdot 10^{-5} \times \\ \times \frac{760}{745} \left(\frac{413}{273} \right)^{1,5} = 4,17 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с;}$$

тогда критерий Прандтля

$$Pr_d = \nu/D = 2,8 \cdot 10^{-5}/4,17 \cdot 10^{-5} = 0,672;$$

критерий Нуссельта

$$Nu_{d0} = 2 + 0,51 Re_0^{0,52} Pr_d^{0,33} = \\ = 2 + 0,51 \cdot 0,11^{0,52} \cdot 0,672^{0,33} = 2,141;$$

коэффициент массообмена

$$\beta_{x0} = \frac{Nu_{d0} D}{d_0} \rho_{i40} = \\ = \frac{2,141 \cdot 4,17 \cdot 10^{-5} \cdot 0,825}{51 \cdot 10^{-6}} = \\ = 1,44 \text{ кг/[(м}^2 \cdot \text{с)(кг/кг)]},$$

Соответственно

$$\beta_{xK} = 2,36 \text{ кг/[(м}^2 \cdot \text{с)(кг/кг)]};$$

$$\beta_{xK}^* = 0,906 \text{ кг/[(м}^2 \cdot \text{с)(кг/кг)]};$$

$$\beta_{x0} = 0,615 \text{ кг/[(м}^2 \cdot \text{с)(кг/кг)]}.$$

Определим комплекс $B = \rho_v/\beta_x S$:

$$B_0 = \frac{\rho_{v0}}{\beta_{x0} S_0} = \frac{182}{1,44 \cdot 1,176 \cdot 10^5} = \\ = 1,075 \cdot 10^{-3}.$$

Соответственно

$$B_K = 2,78 \cdot 10^{-3}; B_0^* = 7,57 \cdot 10^{-3};$$

$$B_K^* = 21,7 \cdot 10^{-3}.$$

Находим средние значения:

$$\bar{B} = \frac{B_K - B_0}{\ln B_K/B_0} = \frac{(2,78 - 1,075) \cdot 10^{-3}}{\ln \frac{2,78}{1,075}} = \\ = 1,79 \cdot 10^{-3};$$

$$\bar{B}^* = \frac{(21,7 - 7,57) \cdot 10^{-3}}{\ln 21,7/7,57} = 13,4 \cdot 10^{-3}.$$

Движущую силу процесса распылительной сушки определим по разности конечных параметров при температуре газа и материала:

$$\Delta x = X_k^* - X_k.$$

Для точного определения X_k^* и X_k необходимо построить действительное изменение состояния газа и материала в диаграмме $I-X$ для условия идеального вытеснения фаз.

Решение системы уравнений:

$$\frac{dt_M}{dX} = \frac{\sigma}{c_T + c_K W} \frac{I_P - I}{X' - X};$$

$$\frac{dI_P}{dX} = c_K t_M - q_c;$$

$$\frac{dI}{dX} = c_K t_M - q_c - \frac{c_T + c_K W}{\sigma} \times$$

$$\times \frac{dt}{dX} \pm \Sigma q;$$

$$dW/dX = -\sigma;$$

$$\varphi' = f(W, t_M);$$

$$q_c = q_{c,K} + R_{\Pi} T_M \ln \frac{1}{\varphi'};$$

$$X' = \frac{R_{\Gamma}}{R_{\Pi}} \frac{\varphi' \cdot P_{\Pi}}{P - \varphi' P_{\Pi}};$$

$$P_H = f(t') = f(t_M);$$

$$\Sigma q = q_{\text{дп}} + q_{\text{шт}} + \dots$$

осуществлено с помощью ЭВМ пошаговым методом. Функция

$$\varphi' = f(W, t_M)$$

представлена уравнением, удовлетворительно описывающим гигротермическое равновесие материала:

$$\varphi = 1 - \exp\left(\frac{-W_p}{0,1013 - 0,000546t_M}\right)^{1,4955 - 0,000288t_M}.$$

Результаты расчета представлены в виде кривых на диаграмме $I-X$ (рис. 10.8), из которых следует, что расчетная конечная температура продукта ($t_{M.K} \approx 63^\circ\text{C}$) незначительно отличается от температуры, принятой в исходных данных ($t_{M.K} = 60^\circ\text{C}$) на основании опытов (погрешность не превышает 5%), поэтому не требуется пересчет общего баланса.

Конечные параметры имеют следующие значения: $X_K = 0,0567$ кг/кг; $X_0 = 0,0511$ кг/кг.

Тогда согласно уравнению

$$\tau = \frac{\sigma \bar{B}_v (X_K - X_0)}{\beta_x S \Delta x}$$

продолжительность сушки составит:

$$\Delta x = 0,0567 - 0,0511 = 0,0056 \text{ кг/кг};$$

$$\tau = \frac{\sigma \bar{B} (X_K - X_0)}{\Delta x} = \frac{121 \cdot 1,79 \cdot 10^{-3} \cdot 0,041}{0,0056} = 1,59 \text{ с};$$

$$\tau^* = \frac{\sigma \bar{B}^* (X_K - X_0)}{\Delta x} = \frac{121 \cdot 13,4 \cdot 10^{-3} \cdot 0,041}{0,0056} = 11,88 \text{ с}.$$

Высота рабочей зоны:

$$H = \bar{v} \tau = 0,1523 \cdot 1,59 = 0,242 \text{ м};$$

$$H^* = \bar{v}^* \tau^* = 0,432 \cdot 11,88 = 5,13 \text{ м}.$$

Если принять высоту рабочей зоны по среднему размеру частиц, то крупные частицы будут недосушены; если же принять за рабочую высоту H^* , то сушилка окажется неоправданно большой. Поэтому высоту рабочей зоны рассчитаем как среднюю логарифмическую величину:

$$H_{\text{раб}} = \frac{H^* - H}{\ln \frac{H^*}{H}} = \frac{5,13 - 0,242}{\ln \frac{5,13}{0,242}} = 1,6 \text{ м}.$$

Объем рабочей зоны

$$V_{\text{раб}} = F_{\text{дп}} H_{\text{раб}} = 9,61 \cdot 1,6 = 15,35 \text{ м}^3.$$

Остальные размеры рассчитывают на основе конструктивных и технологических

особенностей. Так, размеры конусного днища определяют, исходя из сыпучести порошка; высоту цилиндрической части корректируют с учетом уровня установки диска и конструкции газораспределительного устройства.

Расчет вихревой сушилки [14, с. 255—257]

Ниже приведены данные для расчета:

Производительность (по сухому), G_T , кг/ч	500
Влажность продукта, кг/кг:	
начальная W_0	0,12
конечная W_K	0,008
критическая $W_{кр}$	0,008
Средний эквивалентный диаметр частиц d , мкм	200
Фактор формы (коэффициент сферичности) φ_s	0,75
Плотность частиц продукта $\rho_{M.K}$, кг/м ³	1080
Удельная теплоемкость сухого продукта c_T , ккал/(кг·°C)	0,299
Начальная температура материала t_{M0} , °C	20
Начальное влагосодержание воздуха X_0 , кг/кг	0,01
Начальная температура газа (воздуха) t_0 , °C	165
Конечная температура газа (воздуха) t_K , °C	105

Пусть конечная температура продукта на 30°C ниже температуры отходящих газов: $t_{M.K} = 75^\circ\text{C}$. Принимая потери тепла равными 15 % от начального теплового потока и учитывая, что $q_c = 0$, определим балансовые величины: $G_T = 496$ кг/ч; $W = 55,6$ кг/ч; $G_{M0} = 555,6$ кг/ч; $L = 4600$ кг/ч; $\sigma = 9,28$; $X_K = 0,0221$ кг/кг.

Параметры газа в условиях входа: $\rho_0 = 0,81$ кг/м³; $v_0 = 2,97 \cdot 10^{-5}$ м²/с.

При среднем влагосодержании $\bar{X} = 0,5 (X_0 + X_K) = 0,5 \cdot (0,01 + 0,022) = 0,016$ кг/кг теплоемкость газа составит

$$\bar{c} = c_T + c_p \bar{X} = 0,24 + 0,47 \cdot 0,016 = (0,2475 \approx 25 \text{ ккал/(кг·°C)})$$

При средней температуре пленки $\bar{t} = 0,5 (20 + 75) = 47,5^\circ\text{C}$. Теплопроводность пограничного слоя газа $\lambda = 2,30 \cdot 10^{-2}$ ккал/(м·ч·°C).

Объемная плотность материала

$$\rho_V = \frac{\rho_{M.K}}{1 + W_K} = \frac{1080}{1 + 0,008} = 1070 \text{ кг/м}^3;$$

Начальная плотность материала

$$\rho_{M0} = \rho_V (1 + W_0) = 1070 (1 + W_0) = 1070 (1 + 0,12) = 1200 \text{ кг/м}^3.$$

Выбираем вихревую камеру с $D = 800$ мм, $\Sigma h = 90$ мм, $\Sigma h/D = 0,112$; $D_0/D = 0,4$. Число тангенциальных вводов $n = 3$.

Критерий Архимеда в условиях входа

$$Ar = \frac{gd^3(\rho_{m0} - \rho_0)}{\nu_0^2 \rho_0} = \frac{9,81(2 \cdot 10^{-4})^3(1200 - 0,81)}{(2,97 \cdot 10^{-5})^2 \cdot 0,81} = 132.$$

Находим критическую скорость истечения газа:

$$Re_{кр} = 0,29 \left(\frac{D}{\Sigma h} \right)^{-0,64} \left(\frac{D}{d} \right)^{1,3} Ar^{0,6} = 0,29 \left(\frac{0,8}{0,09} \right)^{-0,64} \left(\frac{0,8}{2 \cdot 10^{-4}} \right)^{1,3} \cdot 132^{0,6} = 67200;$$

$$w_{кр} = \frac{Re_{кр} \nu}{\Sigma h} = \frac{67200 \cdot 2,9 \cdot 10^{-5}}{0,09} = 22,2 \text{ м/с.}$$

Принимаем скорость газа на входе $w_0 = 2 \cdot w_{кр} = 2 \cdot 22,2 \approx 45 \text{ м/с.}$

Ширина камеры

$$b = \frac{L(1 + X_0)}{\rho_0 w_0 \Sigma h} = \frac{4600(1 + 0,01)}{3600 \cdot 0,81 \cdot 45 \cdot 0,09} = 0,394 \text{ м;}$$

$$b/D = 0,394/0,8 = 0,493,$$

т.е. в пределах оптимального значения. Кинетическая энергия газовой струи при критической скорости истечения газа

$$E_{кр} = L(1 + X_0) \frac{W_{кр}}{2} = \frac{4600(1 + 0,01) \cdot 22,2^2}{3600 \cdot 2} = 278,6 \text{ ккал/ч.}$$

Удерживающая способность камеры при критической скорости истечения газа

$$q_{кр} = A \cdot 10^{-3} E_{кр} D^{0,55} n^{0,15} = 2,65 \cdot 10^{-3} \cdot 278,6 \cdot 0,8^{-0,55} \cdot 30^{0,15} = 1,15 \text{ кг.}$$

Расходная концентрация материала в газе

$$\mu_m = \frac{0,5(G_{m0} + G_{m.k})}{L(1 + \bar{x})} = \frac{0,5(555,6 + 500)}{4600(1 + 0,016)} = 0,113.$$

Удерживающая способность камеры при рабочей скорости

$$q = q_{кр} \left[1 + B \left(\frac{W_{кр}}{W_0} \right)^{2,5} \mu_m^{0,55 W_{кр}/W_0} \right] = 1,15 \left[1 + 0,8 \left(\frac{22,2}{45} \right)^{2,5} \times \right. \\ \left. \times 0,113^{0,55(22,2/45)} \right] = 1,24 \text{ кг.}$$

Среднее время пребывания материала в аппарате

$$\bar{\tau} = \frac{\bar{q}}{G_m} = \frac{1,24 \cdot 3600}{0,5(500 + 555,6)} = 8,5 \text{ с.}$$

Коэффициент межфазного теплообмена определим по уравнению

$$Nu = 0,047 Re \cdot Ar^{-0,1} \left(\frac{D}{d} \right)^{-0,3} \left(\frac{\Sigma h}{D} \right)^{0,15} \times \\ \times \left(\frac{q}{q_{кр}} \right)^{-0,6} = 0,047 \cdot 303 \cdot 132^{-0,1} \times \\ \times \left(\frac{800}{0,2} \right)^{-0,3} \left(\frac{90}{800} \right)^{0,15} \left(\frac{1,24}{1,15} \right)^{-0,6} = 0,5,$$

$$\text{где } Re = \frac{W_0 d}{\nu_0} = \frac{45 \cdot 2 \cdot 10^{-4}}{2,97 \cdot 10^{-5}} = 303.$$

$$\text{Отсюда } \alpha = \frac{Nu \lambda}{d} =$$

$$= \frac{0,5 \cdot 2,30 \cdot 10^{-2}}{2 \cdot 10^{-4}} = 57,5 \text{ ккал/(м}^2 \text{ч} \cdot ^\circ \text{C).}$$

Дисперсность продукта

$$S = \frac{6}{\varphi_s d} = \frac{6}{0,75 \cdot 2 \cdot 10^{-4}} = 4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^{-1}.$$

Движущая сила процесса сушки

$$\Delta t = t_k - t_{m.k} = 105 - 75 = 30 ^\circ \text{C.}$$

Требуемое время сушки

$$\tau = \frac{\bar{c} \rho_V (t_0 - t_k)}{\alpha \bar{S} \Delta t} = \frac{0,25 \cdot 10^3 \cdot 9,28 \cdot 1070 (165 - 105)}{57,5 \cdot 4 \cdot 10^4 \cdot 30} = 7,7 \text{ с.}$$

Расчет однокамерной сушилки КС [14, с. 257—260]

Ниже приведены исходные данные для расчета аппарата.

Аппарат цилиндрический. Подача исходной пасты в кипящий слой осуществляется через гранулятор.

Производительность $G_{m.k}$, кг/ч	300
Влажность продукта, кг/кг:	
начальная W_0	0,58
конечная W_k	0,012
критическая $W_{кр}$	0,031
Средний эквивалентный размер гранул d , м	0,003
Фактор формы гранул φ_s	0,8
Плотность продукта $\rho_{m.k}$, кг/м ³	3000
Теплоемкость продукта c_t , ккал/(кг·°C)	0,33
Теплоемкость воды $c_{ж}$, ккал/(кг·°C)	1
Начальная температура материала t_{m0} , °C	20
Конечная температура материала $t_{m.k}$, °C	90
Начальное влагосодержание воздуха X_0 , кг/кг	0,0085
Атмосферное давление P , мм рт. ст.	750

Из уравнений материального баланса $G_T = \frac{G_{M-K}}{1 + W_K}$; $\Delta W = G_T (W_0 - W_K)$; $G_{M0} = G_{M-K} + \Delta W$ находим $G_T = 296$ кг/кг; $\Delta W = 168$ кг/ч; $G_{M0} = 468$ кг/ч.

Определим условия равновесия продукта с окружающим воздухом при конечных температуре и влагосодержании. Равновесное состояние материала с высокой точностью описывается уравнением

$$C_p = 0,2187^{-0,5} \exp(0,8\varphi).$$

Для заданных $C_p = W_K = 0,012$ кг/кг и $T = 363$ К имеем $\varphi' = 1,25 (\ln W_K + 0,5 \ln T - \ln 0,218) = 1,25 (\ln 0,012 + 0,5 \ln 363 - \ln 0,218) = 0,045$.

Из таблиц равновесия водяного пара [15] при температуре 90°C находим $P_H = 527$ мм рт.ст. Тогда положение полюса в диаграмме $I-X$ определится координатой

$$X'_K = \frac{M_{II}}{M_I} \frac{\varphi' P_H}{P - \varphi' P_H} = \frac{18 \cdot 0,045 \cdot 527}{29(750 - 0,045 \cdot 527)} = 0,0202 \text{ кг/кг.}$$

Для обеспечения разности концентраций (движущей силы) до конца процесса сушки принимаем конечное влагосодержание сушильного агента несколько меньшим: $X_K = 0,0185$ кг/кг.

Тогда изменение влагосодержания воздуха $\Delta X = X_K - X_0 = 0,0185 - 0,0185 = 0,01$ кг/кг;

удельный расход газа

$$\sigma = (W_0 - W_K) / (X_K - X_0) = (0,58 - 0,012) / 0,01 = 56,8;$$

расход газа $L = \sigma G_T = 56,8 \cdot 296 = 16800$ кг/ч.

Приняв конечную температуру воздуха $t_K = 95^\circ\text{C}$, определим требуемую начальную температуру воздуха графическим методом с учетом теплоты десорбции связанной влаги и тепловых потерь.

Среднее значение энергии связанной влаги находим из уравнения

$$q_c = \frac{a}{2} \frac{(W_{KP} - W_K)^2}{W_0 - W_K} = \frac{1000(0,031 - 0,012)^2}{2(0,58 - 0,012)} = 0,318 \text{ ккал/кг,}$$

где a — постоянная величина; $a = 1000$ ккал/кг.

Удельные тепловые потери принимаем $q_{п.т} = 47,8$ ккал/кг.

Тогда отрезок $A_0 Y_0$ в диаграмме $I-X$ равен:

$$A_0 Y_0 = \frac{1}{\sigma} (c_T + c_K W_K) (t_{M-K} - t_{M-0}) + (q_c + q_{п.т}) \Delta X = \frac{1}{56,8} (0,335 + 1 \cdot 0,012) (90 - 20) + (0,318 + 47,8) 0,01 = 0,908 \text{ ккал/кг.}$$

Из точки A_K с координатами t_K и X_K проведем линию параллельно (так как $q_{c0} = 0$) линии мокрого термометра при $t_{M-0} = 20^\circ\text{C}$ до вертикали $X_0 = 0,0085$ кг/кг. Откладывая вверх отрезок $Y_0 A_0$, находим требуемую температуру воздуха на входе: $t_0 = 126^\circ\text{C}$.

Физические константы воздуха при конечных параметрах: $\rho = 0,945$ кг/м³; $\nu = 2,27 \cdot 10^{-5}$ м²/с; $a = 3,11 \cdot 10^{-5}$ м²/с; $c = 0,249$ ккал/кг.

Теплопроводность воздуха λ составляет $0,007$ ккал/(м·ч·°C) при $t_{M-K} = 90^\circ\text{C}$.

Принимая порозность кипящего слоя $\varepsilon = 0,7$, рассчитываем скорость воздуха: критерий Архимеда

$$Ar = \frac{gd^3(\rho_{M-K} - \rho)}{\nu^2 \rho} = \frac{9,81(3 \cdot 10^{-3})^3(3000 - 0,945)}{(2,27 \cdot 10^{-5})^2 \cdot 0,945} = 1,625 \cdot 10^6;$$

коэффициент, учитывающий форму частиц:

$$k_3 = 11 - 10\varphi_s = 11 - 10 \cdot 0,8 = 3;$$

критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{\sqrt{367 + k_3 Ar \varepsilon^{4,75}} - 19,15}{0,588 k_3} =$$

$$= \frac{\sqrt{367 + 3 \cdot 1,625 \cdot 0,7^{4,75}} - 19,15}{0,588 \cdot 3} = 1685;$$

$$v = Rev/d = 1685 \cdot 2,27 \cdot 10^{-5} / 3 \cdot 10^{-3} = 12,75 \text{ м/с.}$$

Площадь поперечного сечения аппарата

$$F_{ап} = \frac{L(1 + X_K)}{\rho v \cdot 3600} = \frac{16800(1 + 0,0185)}{0,945 \cdot 12,75 \cdot 3600} = 0,394 \text{ м}^2.$$

Диаметр аппарата

$$D_{ап} = \sqrt{\frac{4F_{ап}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,394}{3,14}} = 0,71 \text{ м.}$$

Коэффициент межфазного теплообмена

$$Nu = 0,4 \left(\frac{Re}{\varepsilon} \right)^{0,67} Pr^{0,33} = 0,4 \times \left(\frac{1685}{0,7} \right)^{0,67} \left(\frac{2,27 \cdot 10^{-5}}{3,11 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,33} = 54,5;$$

$$\alpha = Nu \lambda / d = 54,5 \cdot 0,007 / 3 \cdot 10^{-3} = 133.$$

Дисперсность продукта

$$S = 6/\varphi_s d = 6 / 0,8 \cdot 3 \cdot 10^{-3} = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^{-1}.$$

Движущую силу процесса сушки определим из следующих соображений. Согласно теории процесса и практическим данным материал в псевдооживленном слое идеально перемешан, т.е. в среднем он находится

при конечных параметрах. Ожидаемый агент перемещен в меньшей степени, хотя изменение его параметров происходит весьма быстро; на расстоянии 0,05—0,1 м от решетки параметры газа практически постоянны и соответствуют условиям выхода. Принимая во внимание указанные обстоятельства, можем проинтегрировать уравнение $mt = \int_{t_K}^{t_0} \frac{dt}{t_K - t_0}$ для числа единиц переноса процесса сушки.

Так как $t' = t_{м.к} = \text{const}$

$$mt = \ln \frac{t_0 - t_{м.к}}{t_K - t_{м.к}} = \\ = \ln \frac{126 - 90}{95 - 90} = 1,975.$$

Определим объем псевдооживления слоя, необходимого для достижения заданной влажности при расчетных условиях:

$$V_{сл} = \frac{cLm_t}{\alpha(1-\varepsilon)S} = \\ = \frac{249 \cdot 16 \cdot 800 \cdot 1,975}{3600 \cdot 133(1-0,7) \cdot 2,5 \cdot 10^{-3}} = 0,023 \text{ м}^3.$$

Требуемая высота слоя

$$H_{сл} = V_{сл}/F_{ап} = 0,023/0,394 = 0,0586 \text{ м}.$$

Для обеспечения однородного псевдооживления увеличиваем высоту кипящего слоя до 0,5 м [8, 10]. Это можно сделать с помощью регулируемого по высоте патрубка «слива». Увеличение высоты слоя пойдет в запас расчета.

Гидравлическое сопротивление слоя при стационарном режиме:

$$\Delta P = \frac{1}{133,3} \rho_{м.к}(1-\varepsilon)gH = \\ = \frac{1}{133,3} \cdot 3000(1-0,7) \cdot 9,81 \cdot 0,5 = \\ = 33 \text{ мм рт. ст.}$$

Расчет барабанной сушилки [14, с. 264—267]

Ниже приведены исходные данные для расчета сушки:

Производительность по готовому продукту $G_{м.к}$, кг/ч	3300
Влажность продукта, кг/кг:	
начальная W_0	0,0142
конечная W_K	0,0045
Средняя плотность продукта $\rho_{м.к}$, кг/м ³	1750
Насыпная плотность продукта (среднее значение) $\rho_{м.с}$, кг/м ³	820
Теплоемкость материала c_t , ккал/(кг·°C)	0,35
Начальная температура материала $t_{м.с}$, °C	22,6
Конечная температура продукта $t_{м.п}$, °C	60
Унос высушенного продукта из барабана $K_{ун}$, %	10

Температура воздуха, °C:

начальная t_0	120
конечная t_K	60
наружного воздуха $t_{вх}$	22,6

Относительная влажность наружного воздуха $\varphi_{вх}$ 0,61

Барометрическое давление P , мм рт. ст. 745

Коэффициент заполнения барабана:

насадкой β_n	0,05
материалом β_m	0,2

Напряжение рабочего объема барабана по испаренной влаге A , кг/(м³·ч) 9—11

Материал Мелкий кристаллический

Сушилка Прямоточная

Система насадок Распределительная

Решая уравнение материального баланса:

$$G_T = \frac{G_{м.к}}{(1+W_K)}; \Delta W = G_T(W_0 + W_K);$$

$$G_{м0} = G_T(1+W_0),$$

найдем $G_T = 3280$ кг/ч; $\Delta W = 120$ кг/ч; $G_{м0} = 3420$ кг/ч.

Унос материала из сушилки с отработанным воздухом

$$G_{ун} = K_{ун} G_{м.к} = 0,1 \cdot 3300 = 330 \text{ кг/ч}.$$

Требуемый рабочий объем барабана

$$V_{ап} = \Delta W/A = 120/11 = 10,9 \text{ м}^3.$$

Согласно работе [16], полученному значению рабочего объема барабана соответствуют размеры $D_{ап} = 1,6$ м и $l_{ап} = 6$ м. Уточняем объем выбранного барабана:

$$V_{ап} = \pi D_{ап}^2 l_{ап}/4 = 3,14 \cdot 1,6^2 \cdot 6/4 = 12 \text{ м}^3.$$

Тогда напряжение объема барабана по испаренной влаге

$$A = \Delta W/V_{ап} = 120/12 = 10 \text{ кг/(м}^3 \cdot \text{ч)}.$$

Определим параметры воздуха, поступающего в калорифер: давление насыщенного водяного пара (P_n) при $t_{вх} = 22,6$ °C составляет 19,8 мм рт.ст.; влагосодержание

$$X_{вх} = 0,622 \frac{\varphi_{вх} P_n}{P - \varphi_{вх} P_n} = \\ = 0,622 \frac{0,61 \cdot 19,8}{745 - 0,61 \cdot 19,8} = 0,0108 \text{ кг/кг};$$

энтальпия наружного воздуха

$$I_{вх} = c_T t_{вх} + (r_0 + c_p t_{вх}) X_{вх} = \\ = 0,24 \cdot 22,6 + (596 + 0,47 \cdot 22,6) 0,0108 = \\ = 11,9 \text{ ккал/кг}.$$

Учитывая, что $X_0 = X_{вх}$, найдем энтальпию нагретого воздуха на входе в сушилку:

$$I_0 = c_T t_0 + (r_0 + c_p t_0) X_0 = 0,24 \cdot 120 + \\ + (596 + 0,47 \cdot 120) \cdot 0,0108 = 36 \text{ ккал/кг}.$$

Удельный расход тепла на нагрев высушиваемого материала

$$q_m = \frac{(c_T + c_{ж} W_K) (t_{м.к} - t_{м0})}{W_0 - W_K} = \frac{(0,35 + 1 \cdot 0,046) (60 - 22,6)}{0,0412 - 0,0046} = 362 \text{ ккал/кг.}$$

Удельный расход тепла на компенсацию энергии связи влаги с материалом

$$\bar{q}_c = \frac{a}{2} (W_0 - W_K) = \frac{1000}{2} (0,0412 - 0,0046) = 18,3 \text{ ккал/кг.}$$

Удельные тепловые потери прием равным $q_{пт} = 30 \text{ ккал/кг.}$

Тогда изменение потенциала воздуха относительно испаренной влаги

$$\Delta = c_{ж} t_{м0} - (q_{м0} + \bar{q}_c + q_{пт}) = 1 \cdot 22,6 - (362 + 18,3 + 30) = 387,7 \text{ ккал/кг.}$$

Энтальпия пара при конечной температуре

$$I_{п.к} = r_0 + c_{п} t_K = 596 + 0,47 \cdot 60 = 624,5 \text{ ккал/кг.}$$

Конечная энтальпия влажного воздуха

$$I_K = \frac{c_T t_K \Delta + I_{пк} (X_0 \Delta - I_0)}{\Delta - I_{пк}} = \frac{0,24 \cdot 60 (-387,7) + 624,5 [0,0108 (-387,7) - 36]}{-387,7 - 624,5} = 30,2 \text{ ккал/кг.}$$

Расход тепла в калорифере

$$Q_K = q_{п} \Delta W = \frac{I_0 - I_{вк}}{X_K - X_0} \Delta W = \frac{36 - 11,9}{0,0145} \cdot 120 = 198 \, 370 \text{ ккал/ч.}$$

Расход воздуха

$$L = \Delta W / (X_K - X_0) = 120 / 0,0145 = 8280 \text{ кг/ч.}$$

Физические константы воздуха при средних параметрах процесса

$$\bar{t} = \frac{120 + 60}{2} = 90^\circ \text{C и } \bar{X} = \frac{0,0108 + 0,0253}{2} = 0,018 \text{ кг/кг}$$

составят $\bar{\rho} = 0,945 \text{ кг/м}^3$; $\bar{v} = 2,24 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$.
Объемный расход воздуха

$$V = \frac{L (1 + X)}{\bar{\rho}} = \frac{8280 (1 + 0,018)}{0,945} = 8920 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Время пребывания материала в барабане

$$\tau = \frac{120 \beta_m \rho_{н.с} (W_0 - W_K)}{A [200 - (W_0 - W_K)]} = \frac{120 \cdot 0,2 \cdot 820 (4 - 0,46)}{10 [200 - (4 - 0,46)]} = 35,5 \text{ мин.}$$

Объем материала, находящегося в барабане:

$$V_m = \frac{(G_{м0} + G_{м.к} - G_{ун}) \tau}{2 \rho_{н.с} \cdot 60} = \frac{(3420 + 3300 - 330) \cdot 35,5}{2 \cdot 820 \cdot 60} = 2,3 \text{ м}^3.$$

Уточним коэффициент заполнения барабана материалом: $\beta_m = V_m / V_{ап} = 2,3 / 12 = 0,192$, что близко к принятому в исходных данных.

Приняв угол наклона барабана $\alpha = 3^\circ$, определим скорость вращения барабана: $n = mkl_{ап} / (\tau D_{ап} \text{tg} \alpha)$, где m и k — коэффициенты, принимаемые из работы [16].

Тогда

$$n = \frac{1 \cdot 0,7 \cdot 6}{35,5 \cdot 1,6 \cdot 0,052} = 1,5 \text{ об/мин.}$$

Скорость воздуха в свободном сечении барабана

$$w = \frac{V}{F_{ап} (1 - \beta_m - \beta_n)} = \frac{8920 \cdot 4}{3600 \cdot 3,14 \cdot 1,62 (1 - 0,192 - 0,05)} = 1,63 \text{ м/с.}$$

Из сопоставления полученного значения со значениями, приведенными ниже, следует, что частицы размером, по крайней мере, более 0,3 мм выносятся из барабана не будут.

Размер частиц, мм	0,3	0,3—2	2
w , м/с, при насыпной плотности, кг/м ³ :			
1350	0,5	0,5—1	1,3
1000	2,0	2—5	5,3
1400	3,0	3—7,5	8,0
1800	4,0	4—10	10,5
2200	5,0	5—12	13,0

1. Агломерационные машины

Агломерационные машины являются наиболее производительным оборудованием для окучивания (спекания) рудной шихты в черной и цветной металлургии [1, с. 387—395]. В цветной металлургии спекание сопровождается выжиганием из шихты серы. Поэтому спекание с одновременной десульфуризацией рудной шихты называют агломерующим обжигом.

В цветной металлургии работают агломерационные машины площадью 50 и 75 м². В Советском Союзе в 1964 г. пущена машина площадью 312 м², созданная на Уралмашзаводе. Характеристики выпускаемых отечественной промышленностью агломерационных машин приведены в табл. 11.1.

ТАБЛИЦА 11.1

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ АГЛОМЕРАЦИОННЫХ МАШИН [1, с. 387]

Показатели	АКМ-50	АКМ-75	АКМНД-75	АКМ-100	АКМ-85/160*	АКМ-312
Производительность, т/ч	40—90	100**	125**	130**	75—150	350—450
Активная площадь колосниковой решетки, м ²	50	75	75	105	160*	312
Ширина колосниковой решетки, м	2,0	2,5	2,5	2,5	2,5	4
Длина активной части колосниковой решетки, м	25	30	30	42	64	78
Число вакуум-камер	13	15	1	21	32	26
Число дутьевых камер	—	—	15	—	—	—
Число спекательных тележек	70	80	86	106	151	130
Скорость движения спекательных тележек, м/мин	1,1—4,36	5—4,5	0,75—3	1,5—6	1,5—6	1,5—7,5
Мощность электродвигателя привода, кВт	11	10,5	32	19	32	85
Масса агломерационной машины с электрооборудованием, т	295	457	545	650	851	2634

* 85 м² — для спекания и 75 м² — для охлаждения.

** Средняя.

В последние годы за рубежом введены в строй машины площадью 500 м² с тележками шириной 5 м; длина машины 100 м. На Уралмашзаводе создается агломерационная машина площадью 600 м², шириной 6 м и длиной 100 м.

На отечественных предприятиях цветной металлургии работают агломерационные машины двух видов: с прососом воздуха сверху вниз через слой шихты и с продувом шихты воздухом снизу вверх (рис. 11.1).

Основой агломерационной машины является каркас и укрепленный на нем замкнутый рельсовый путь, верхняя (рабочая) ветвь которого горизонтальна, нижняя (холостая) — наклонна. Головная и разгрузоч-

ная части рельсового пути образованы дугами окружностей. Спекание агломерата происходит на колосниковой решетке, состоящей из колосников, расположенных на отдельных спекательных тележках (паллетах), механически не соединенных между собой, но передвигающихся по рабочей ветви от головной части к разгрузочной вплотную одна за другой под воздействием усилия толкания приводных звездочек.

Спекательная тележка (рис. 11.2) представляет собой прямоугольный стальной литой корпус, опирающийся на четыре ходовых ролика. Боковые стороны паллеты ограничены съемными бортами. Между ребрами корпуса поверхность выложена из колосников. В начале рабочей ветви на колосники загружается питателями тонкий

(до 20 мм) слой постели, закрывающий щели между колосниками, затем основная шихта слоем до 350 мм. После этого паллеты проходят под зажигательным горном 3 (см. рис. 11.1), где начинается процесс спекания. Через слой шихты просасывается или продувается воздух, для этого используются камеры рабочей ветви и тягодутьевые средства. В момент окончания спекания всего слоя шихты паллеты подходят к разгрузочной части, переворачиваются колосниками вниз и спекшаяся шихта (агломерат) разгружается с паллет. По холостой ветви паллеты движутся под действием собственной массы. В головной части приводные звездочки поднимают пал-

леты, захватывая за специальные кулачки на корпусах, и перемещают на рабочую ветвь, по которой и прокатывают их.

При работе агломашины с прососами воздуха до 50—60% производительности эксгаустера расходуется на вредные прососы воздуха, который не участвует в процессе спекания. Поэтому конструкции и состоянию уплотнений зазоров между паллетами и вакуум-камерами уделяется повышенное внимание.

Агломерационные машины имеют гидравлическое уплотнительное устройство (одноили двухрукавное). Это устройство не обеспечивает надежного уплотнения при длительной работе. В Чехословакии используют пластинчатое пружинное уплотнение (рис. 11.3), которое стали применять и на отечественных аглофабриках. Материалом пружин служит сталь 65Г толщиной 0,5—0,75 мм. Целесообразно применять и другие пружинные стали, сохраняющие упругость при длительной работе в условиях повышенной температуры: хромованадиевую 50ХФА и вольфрамокремниевую 65С2ВА.

В дутьевых агломашинах (см. рис. 11.1) применено жесткое шинное уплотнение, на которое полностью передается весовая нагрузка шихты и паллет. В этом случае рабочая ветвь машины не имеет ходовых рельсов, паллеты скользят по уплотнительным шинам. При таком старом способе хотя и требуется повышенный расход энергии, в значительной степени изнашиваются детали и необходима надежная смазка, но обеспечивается надежное уплотнение. Конструкции с упругим резинометаллическим рельсом, рассчитанные на передачу жесткому уплотнению $\frac{1}{4}$ части весовой нагрузки, себя не зарекомендовали.

Зарубежные и отечественные машины площадью 75—100 м² имеют в разгрузочной части звездочки для устранения взаимных ударов паллет торцами. Звездочки могут быть неприводными и приводными. Электродвигатель привода звездочек разгрузочной части работает в режиме торможения, удерживая паллеты от падения в момент входа на направляющие разгрузочной части.

Для загрузки постели и двухслойной шихты применяют три самостоятельных питателя, что улучшает показатели процесса агломерации. Такие же раздельные питатели устанавливают и на дутьевых машинах для загрузки постели, слоя зажигания и основного слоя.

Зажигательное устройство агломерационной машины играет важную роль в технологическом процессе. Его конструкция должна обеспечивать достаточную интенсивность зажигания, требуемую температуру и необходимую продолжительность зажигания. Эти показатели определяются свойствами спекаемого материала и особенностями технологического процесса, но во всех случаях продолжительность зажигания (время прохождения шихты под горном) не должна быть меньше 1 мин, а интенсивность зажигания (количество тепла, которое должно приходиться на 1 м² по-

верхности шихты под зажигательным горном в течение 1 мин) должна находиться в пределах 10—15 Мкал/м². Для удобства ремонта и замены зажигательное устройство устанавливают на выкатной раме с ходовыми колесами. Зажигательный горн представляет собой прямоугольную топку с огнеупорной футеровкой, в которой над слоем шихты сжигается газ или мазут. Свод (распорный или подвесной) отстоит от поверхности шихты на 1,5—2 м. В табл. 11.2 приведены технические характеристики зажигательных горнов.

ТАБЛИЦА 11.2

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
ТИПОВЫХ ЗАЖИГАТЕЛЬНЫХ ГОРНОВ
С РАЗЛИЧНЫМ ВИДОМ ТОПЛИВА [1, с. 392]

Показатели	Газ	Мазут
Площадь спекания агломерационной машины, м ²	50; 75	50; 75
Объем топчного пространства, м ³	4,45; 4,9	4; 4,47
Число горелок (форсунок)	6; 6	4; 4
Производительность одной горелки (форсунки), м ³ /ч	60—120; 100—150	До 95; До 120
Избыточное давление топлива перед горелочными устройствами, кгс/см ²	0,01	2,2—2,8
Давление воздуха, кгс/см ²	0,015	0,03— 0,07
Площадь зажигания, м ²	3,5; 5,6	3,3; 4,1
Масса горна, т	15,1; 29,4	12,1; 15,6

Для упрочения верхнего слоя агломерата за горном устанавливают горелочное устройство (см. рис. 11.1). Подача воздуха в зажигательные и газогорелочные устройства — принудительная, от специальных вентиляторов.

Угол наклона дна камер и воронок машин должен быть не менее 15—50°, чтобы избежать задержки материала.

Паллеты и колосники являются основными рабочими элементами агломерационной машины. Выход из строя вызывается термической усталостью. Колосник должен быть подвижным для удобства очистки и восприятия температурной деформации, в то же время не выпадать из паллеты при опрокидывании.

Привод машины площадью 75 м² с нижним дутьем имеет традиционную компоновку (см. рис. 11.1). Электродвигатель постоянного тока мощностью 32 кВт через четырехступенчатый горизонтальный редуктор с передаточным числом 601 и откры-

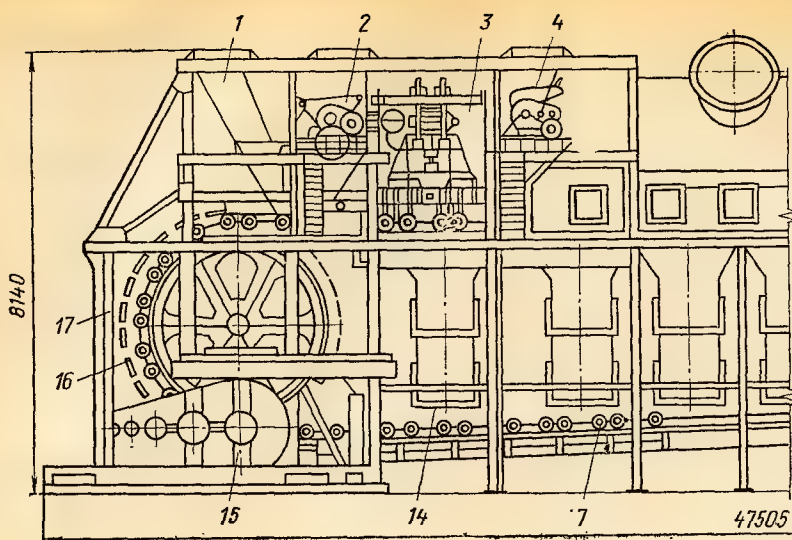


Рис. 11.1. Агломерационная машина площадью
1 — питатель постели; 2 — питатель зажигательного слоя; 3 — газовый горн; 4 — питатель шихты;
дробилка горячего агломерата; 10 — подвижная часть каркаса; 11 — противовес; 12 — барабан
16 — приводная звездочка;

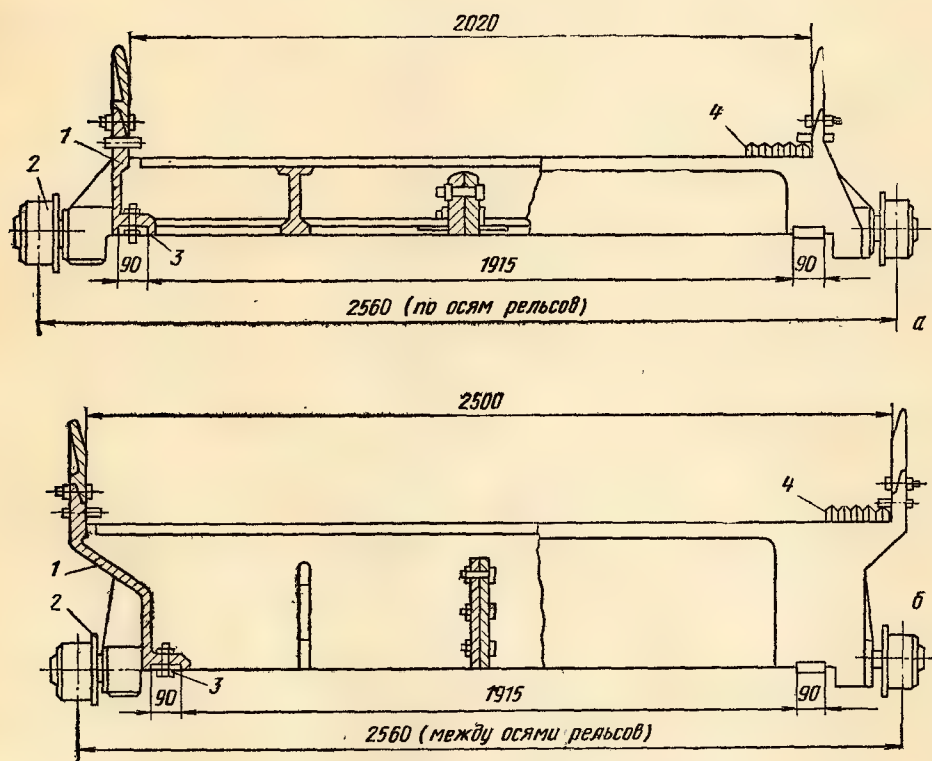
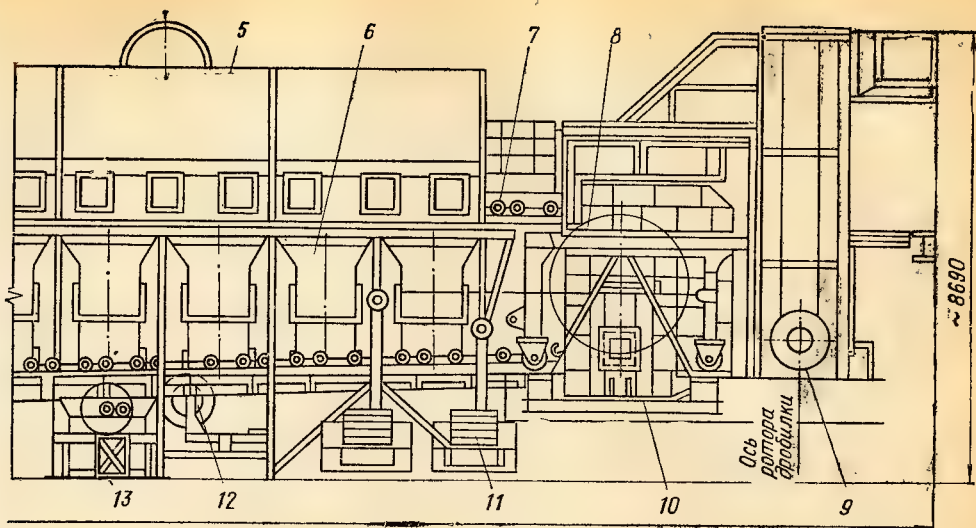


Рис. 11.2. Паллета агломерационной машины площадью 50 м²:
а — типовая; б — уширенная; 1 — корпус паллеты; 2 — ходовой ролик; 3 — пластина уплотнения;
4 — колосник



75 м² с нижним дутьем АКМНД-75:

5 — укрытие верхней части; 6 — дутьевая камера; 7 — паллета; 8 — неприводная звездочка; 9 — шевеления колосников; 13 — механизм отстукивания; 14 — всасывающая камера; 15 — редуктор; 17 — каркас машины

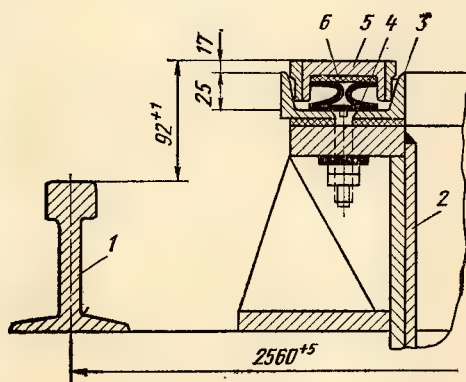


Рис. 11.3. Пластинастое пружинное уплотнение: 1 — рельс; 2 — корпус камеры; 3 — желоб уплотнения; 4 — две пластинчатые пружины; 5 — вертикально подвижная пластина уплотнения; 6 — листовая асбест

тую прямозубую передачу с передаточным числом 5,2 вращает барабан с двумя звездочками диаметром 3930 мм, обеспечивая регулируемую скорость движения паллет от 0,75 до 3,0 м/мин. Привод снабжен тормозом ТКП-400-2, установленным на валу электродвигателя.

Питатель постели агломерационной машины имеет секторный затвор, что обеспечивает высоту слоя постели 20 мм. На постель укладывают зажигательный слой высотой 20—30 мм барабанным питателем диаметром 600 мм, вращающимся с регулируемой скоростью 0,25—1 об/мин от электродвигателя постоянного тока мощностью 4,5 кВт через специальный редуктор.

Для зажигания установлен газовый горн площадью 2 м²; давление газа перед пятью горелками составляет 200 мм вод. ст., воз-

духа 270 мм вод. ст.; производительность одной горелки 35—100 м³/ч. Перед горном расположена вакуум-камера. Последующие 15 камер — дутьевые.

На горящий зажигательный слой укладывают барабанным питателем диаметром 800 мм слой основной шихты высотой 150—200 мм. Скорость вращения барабана составляет 0,6—2,4 об/мин. Средняя расчетная производительность агломерационной машины по шихте равна 3000 т/сут.

Горизонтальная ветвь машины не имеет рельсов для роликовых паллет. Спекательные тележки передвигаются по специальным направляющим, выполненным из стали У8. Ширина тележки 135 мм, общая длина 30,5 м. На направляющие подают смазку. Корпуса паллет имеют соответствующие съемные пластины. Рабочая часть машины снабжена сплошным укрытием для сбора сернистых газов. Для устранения ударов паллет друг о друга и вызываемого этими ударами износа разгрузочная часть имеет две неприводные звездочки диаметром 2350 мм.

Каркас разгрузочной части подвижен относительно средней части машины; он установлен на восьми роликах диаметром 280 мм каждый с грузовым прижатием, что обеспечивает компенсацию тепловых деформаций и ограничивает износ паллет в пределах хода ± 150 мм относительно среднего положения разгрузочной части.

В комплекс машин входит однороторная дробилка размером 1100×2820 мм. Ротор вращается со скоростью 6 об/мин. Он имеет шестигранный вал и трехзубчатые звездочки.

На участке тринадцатой дутьевой камеры установлен неприводной барабан шевеления колосников. На участке двенадцатой дутьевой камеры и частично освобожден-

ные от пригара колосники подвергаются отстукиванию. Механизм отстукивания колосников (рис. 11.4) [1, с. 394] представляет собой вращающийся со скоростью 79 об/мин ротор. На его спицах укреплены оси диаметром 40 мм, отстоящие на 100 мм от поверхности колосников со свободно набранными кольцами диаметром 159 мм.

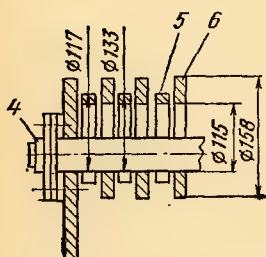
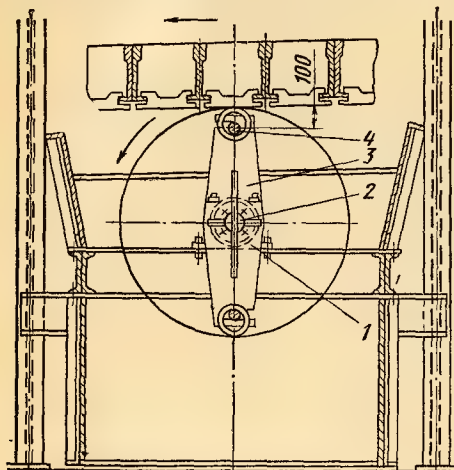


Рис. 11.4. Механизм отстукивания колосников агломерационной машины АКМНД-3-75:

1 — корпус подшипника; 2 — вал ротора; 3 — несущая пластина; 4 — ось; 5 — дистанционная шайба; 6 — ударное кольцо

Производительность агломерационной машины Q , т/ч, как транспортного устройства определяют из следующего выражения:

$$Q = 60h\upsilon v k, \quad (11.1)$$

где h — высота слоя шихты, м; b — высота паллет, м; υ — скорость движения паллет, м/мин; ρ — насыпная плотность шихты, т/м³; k — коэффициент выхода годного агломерата, равный для цветных металлов 0,5—0,75.

Производительность агломашины как спекательного агрегата зависит от качества шихты, скорости движения ленты, высоты слоя шихты и основных размеров машины и определяется по формуле

$$Q = 60FCv k, \quad (11.2)$$

где F — площадь спекания, м²; C — вертикальная скорость спекания; для цветных

металлов $C = 20 \div 30$ мм/мин, для черных металлов $C = 10 \div 80$ мм/мин.

Дутьевые машины имеют ряд преимуществ перед машинами с прососом воздуха. В частности, для них характерно отсутствие припекания шихты к колосникам и повышенный срок службы последних. К числу недостатков дутьевых машин можно отнести повышенный расход электроэнергии, более сложную конструкцию машины, а также более высокие требования к герметичности укрытия рабочей ветви.

Ниже приведены технические характеристики узлов агломерационной машины [2, с. 42—49]:

2. Обжиговые конвейерные машины

Для упрочнения полученных в барабанных и чашечных окомкователях сырых окатышей используют оборудование трех видов: шахтные печи, обжиговые конвейерные машины и комбинированные машины и комбинированные установки решетчатой — трубчатая печь [1, с. 395—399].

Сборные коллекторы агломерационной машины ЮЦМК

Площадь спекания, м ² . . .	52
Тип нагнетателя	Д-3500-14-1
Живое сечение коллектора, м ²	6,5
Потери давления, кгс/м ²	13
Скорость газа, м/с	11,0
Температура газа, °С	128
Коэффициент сопротивления коллектора	2,9

Газоочистные устройства

	Р-254
Тип газоочистки	БЦ (12×12) 2
Характерная площадь газоочистки, м ²	14,7
Потери давления в газоочистке, кгс/м ²	210
Условная скорость газа, м/с	5,1
Температура газа на входе в аппарат, °С	120
Коэффициент гидравлического сопротивления газоочистки	210
Производительность элемента батарейного циклона, м ³ /ч	930

Неплотности агломерационной машины и газоотводящие тракты

Площадь спекания, м ²	52
Тип продольного уплотнения	Пружинное
Относительное количество подсосов, %	100
В том числе:	
в вакуум-камеры	88,9
в тракт	11,1
Площадь неплотностей, м ² :	
общая	0,3169
вакуум-камер	0,2893
В том числе уплотнений:	
продольных	0,2351
торцовых	0,0542
тракта	0,0276
Отношение площади неплотностей к площади спекания, м ² /м ²	6090

Для обжиговых машин характерны повышенные температуры, сложность технологического процесса и газопотоков. Рабочее пространство машины, как правило, разделяется на три зоны: сушки *I*, обжига *II*, охлаждения *III*. Для укладки донной и бортовой постели имеются питатели, камеры, газовые и воздушные коллекторы, машины имеют огнеупорную футеровку.

На Уралмашзаводе освоен выпуск обжиговых машин (табл. 11.3) площадью соответственно 108 и 306 м²; в настоящее время находится в производстве крупнейшая машина ОК1-520 площадью 520 м².

На рис. 11.5 показана машина ОК1-306. Тележки этой машины работают в более тяжелых условиях, чем на агломерационных машинах. Если для агломерационных машин освоены паллеты шириной 5 м и за-

проектирована ширина 6 м, то наибольшая ширина тележек обжиговых машин не превышает 4 м. Поэтому отношение длины к ширине обжиговых машин больше. На Уралмашзаводе создана принципиально новая конструкция обжиговой тележки (рис. 11.6) с составным корпусом, разделенным по высоте на две части.

Нижняя часть воспринимает механические нагрузки, имеет незначительный температурный перепад, дающий невысокие температурные напряжения, что обеспечивает длительный срок службы тележки. Верхняя подколосниковая часть воспринимает основные тепловые нагрузки, отделяя зону высоких температур от несущей части корпуса.

Загрузочные устройства должны обеспечить при минимальной высоте перепада и

ТАБЛИЦА 11.3

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОБЖИГОВЫХ КОНВЕЙЕРНЫХ МАШИН [1, с. 396]

Показатели	ОК-18	ОК-72	ОК-108	ОК-306	ОК1-520
Расчетная производительность по готовым окатышам, т/ч	30	35—40	9—110	260	450
Активная площадь колосниковой решетки, м ²	18	72	108	306	520
Ширина колосниковой решетки, м	1,5	2	2	3	4
Длина активной колосниковой решетки, м	12	36	54	102	130
Толщина слоя окатышей, м	0,5	0,3	0,25	0,35	300
Число камер (вакуумных и дутьевых)	6	18	27	76	33
Число обжиговых тележек	41	100	136	385	203
Скорость движения обжиговых тележек, м/мин	0,1—0,5	0,65—2,0	0,5—3,0	0,63—2,78	1,6—5,7
Мощность электродвигателя привода, кВт	8	11	20	2×32	2×29
Масса машин с электрооборудованием, т	222	509	1238	4120	4500

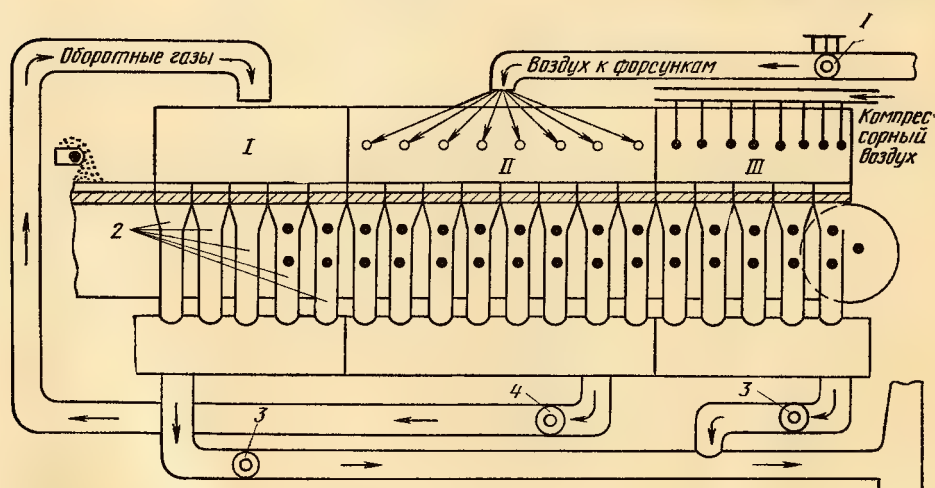


Рис. 11.5. Схема конвейерной обжиговой машины:

I — зона сушки; *II* — зона обжига; *III* — зона охлаждения; 1 — мельничный вентилятор ВМ-75/1200; 2 — вакуум-камеры; 3 — мельничный вентилятор ВМ-160/850; 4 — дымосос ГД-20/500

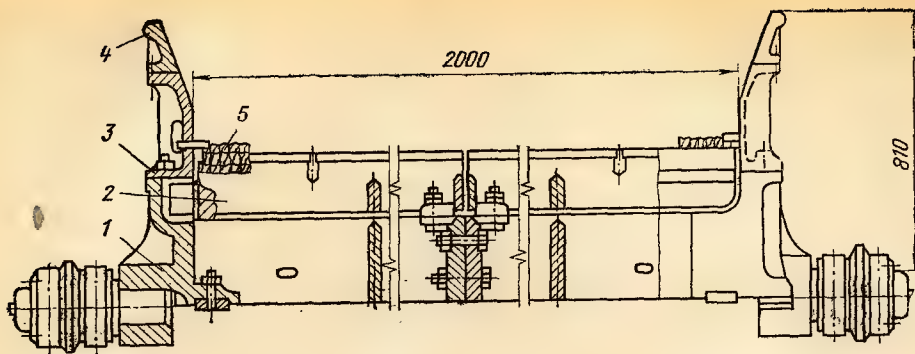


Рис. 11.6. Обжиговая тележка Уральского завода тяжелого машиностроения (УЗТМ):
1 — нижняя несущая часть корпуса; 2 — верхняя подколосниковая часть корпуса; 3 — нижняя часть борта; 4 — верхняя часть борта; 5 — колосник [1, с. 398]

осторожной укладке на обжиговую машину сырых окатышей отделение от них мелочи. Наиболее подходящим для этой цели оказался роликовый питатель-грохот в комплекте с качающимся ленточным укладчиком.

Осуществление всех стадий упрочнения окатышей на одном агрегате усложняет конструкцию обжиговой машины. На комбинированных установках типа решетчатой трубчатой печи операции разделены. На конвейерной решетке происходит сушка окатышей и предварительный их нагрев. Конечная термическая обработка окатышей осуществляется в футерованной вращающейся трубчатой печи, охлаждение — в специальном кольцевом охладителе. Площадь конвейерной решетки достигает 232 м², диаметр вращающейся печи составляет 6 м, длина 60 м, диаметр кольцевого охладителя 20 м. Газовоздушные системы всех трех агрегатов комбинированной установки взаимосвязаны.

3. Многоподовые печи с механическим перегревом

На рис. 11.7 показана одна из существующих разновидностей многоподовых печей, предназначенная для обжига медного концентрата [1, с. 406—409]. Корпус печи представляет собой вертикальный сварной стальной цилиндр диаметром 6,54 м, защищенный изнутри огнеупорной футеровкой. На футеровку опираются пять сводчатых подов 1. Число подов в этих печах колеблется от 7 до 12. Самый верхний под служит для подсушивания концентрата и называется подсушивающим.

В центре печи расположен массивный пустотелый литой вертикальный вал 8 диаметром около 700 мм. На валу жестко закреплены лапы (перегреватели) 3 с гребками, перемешивающими материал. На каждый рабочий под приходится по две лапы (расположенные под углом 180° друг к другу), на подсушивающий под — четыре лапы. Лапы смежных подов смещены относительно друг друга на 90° для более равномерной нагрузки на приводной механизм.

Нижней опорой вала — подпятником — служит сферический самоустанавливающийся шариковый подшипник. Верхний конец вала поддерживают и регулируют специальные ролики.

Охлаждающий воздух поступает в нижнюю часть лапы, под перегородку, расположенную по всей длине лапы, омывает лапу и выходит сверху в рабочее пространство печи.

Обжиг протекает следующим образом. На подсушивающем поду концентрат перегревается лапами 5 к центру печи и пересыпается на первый рабочий под, где, в результате перегрева продвигается к периферии печи и через пересыпные отверстия падает на второй рабочий под, где перегревается к центру печи и пересыпается на третий под. Такой длинный спиральный путь необходим для более полного и равномерного обжига концентрата. Печные газы поступают в газоход, подвергаются очистке от пыли и направляются в сериокислотное производство. Тепло отходящих газов используют для подогрева воздуха, подаваемого в печь. Это позволяет повысить удельную производительность печи и снизить расход топлива на подогрев нижних подов.

Обоженный материал через разгрузочное отверстие нижнего пода высыпается из печи и транспортируется в отражательную печь. Между валом и нижним подом установлен затвор, предотвращающий подсос воздуха.

Приводной механизм печи состоит из электродвигателя, цилиндрического редуктора и цилиндрической зубчатой передачи 12. Эта передача характеризуется крупным модулем, обусловленным большим крутящим моментом. При мощности двигателя 12 кВт и скорости вращения 1,2 об/мин крутящий момент достигает

$$M = 975N/n = 975 \frac{12}{1,2} = 9750 \text{ кгс} \cdot \text{м}.$$

Для защиты привода от поломки в случае перегрузок, вызываемых появлением настылей на подах, а также от выпучивания и обрушивания свода устанавливают предохранительный штифт или фрикцион-

иую муфту между электродвигателем и редуктором.

Многоподовые печи неоднократно подвергались модернизации для повышения удельной производительности и эксплуатационной надежности: вместо чугунных лап

и гребков установлены стальные жаростойкие, улучшена конструкция узла крепления лап в гнездах вала; внедрено механическое снятие настывлей при работе печи; применено горячее дутье (с использованием тепла отходящих газов); улучшены конст-

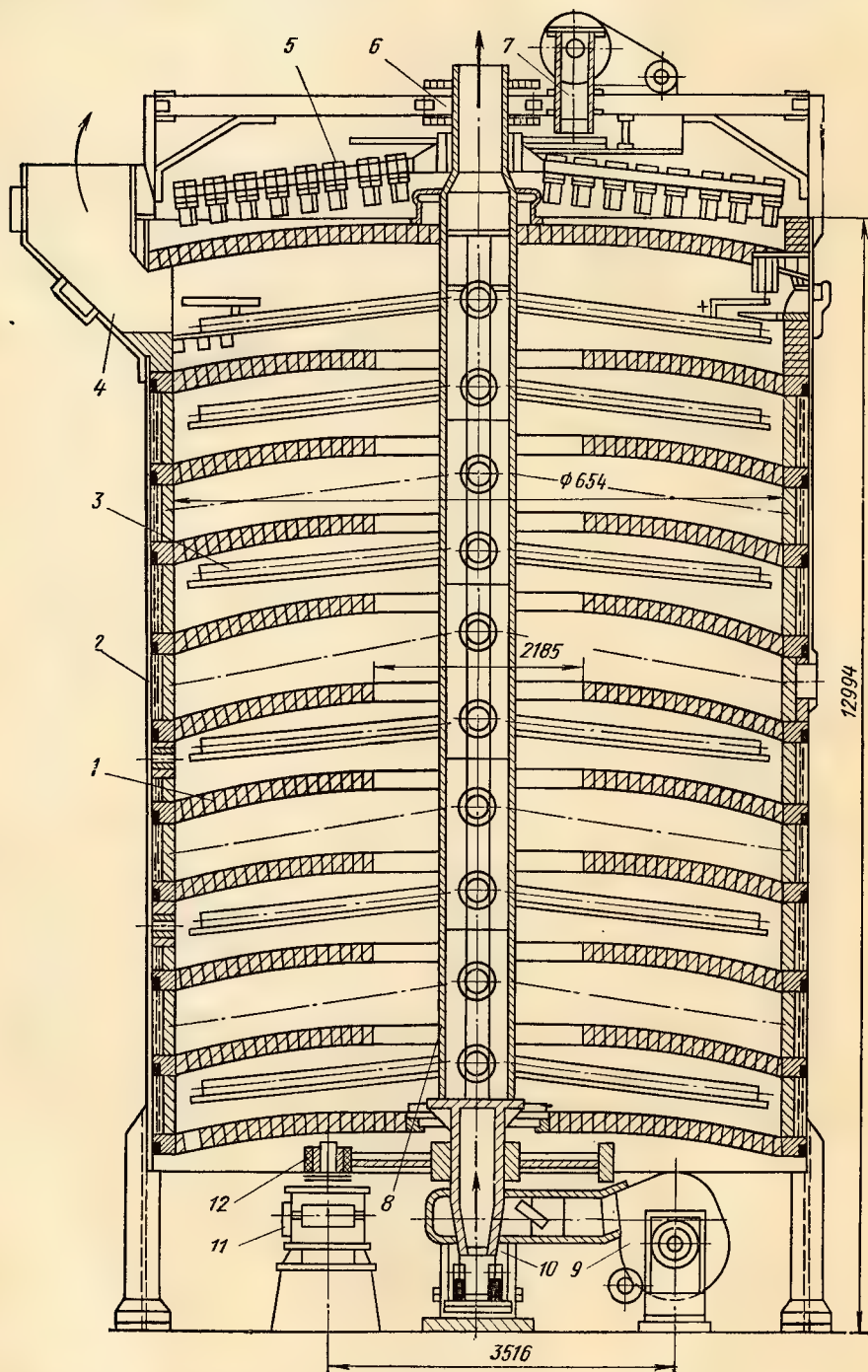


Рис. 11.7. Двенадцатиподовая обжиговая печь:

1 — свод; 2 — корпус; 3 — лапа; 4 — газоотводящий патрубок; 5 — лапа подсушивающего пода; 6 — верхняя опора; 7 — загрузочное устройство; 8 — вал; 9 — вентилятор; 10 — подпятник; 11 — редуктор; 12 — зубчатая передача [1, с. 407]

рукции лап и способы их охлаждения, защита печи от поломок при перегрузках и др.

4. Печи кипящего слоя (КС)

Печи КС бывают с круглым и прямоугольным сечением. На отечественных заводах распространены круглые печи. В них лучше используется полезная площадь, меньше образуется завихрений, достигается большая жесткость корпуса и его футеровки [1, с. 409—422].

Основными частями печей КС для обжига концентратов (рис. 11.8) являются стальной, защищенный огнеупорными материалами корпус, подина с воздухоподводя-

щее устройство и загрузочная камера (форкамера). Обжиг концентратов в кипящем слое протекает следующим образом.

Предварительно разогретый до температуры $\sim 600\text{--}800^\circ\text{C}$ толстый слой концентрата продувают сжатым воздухом или смесью воздуха с кислородом. При критической скорости дутья слой материала становится легкоподвижным (похожим на вязкую жидкость), кипящим. Поэтому он свободно перемещается в горизонтальной плоскости к разгрузочному (сливному) порогу.

Подину выполняют бесповальной, чтобы не допускать попадания под нее обжигаемого материала. Ее площадь должна обеспечивать равномерный подвод и распределение сжатого воздуха в необходимом количестве. В отечественных печах подину изготовляют из жаропрочного бетона тол-

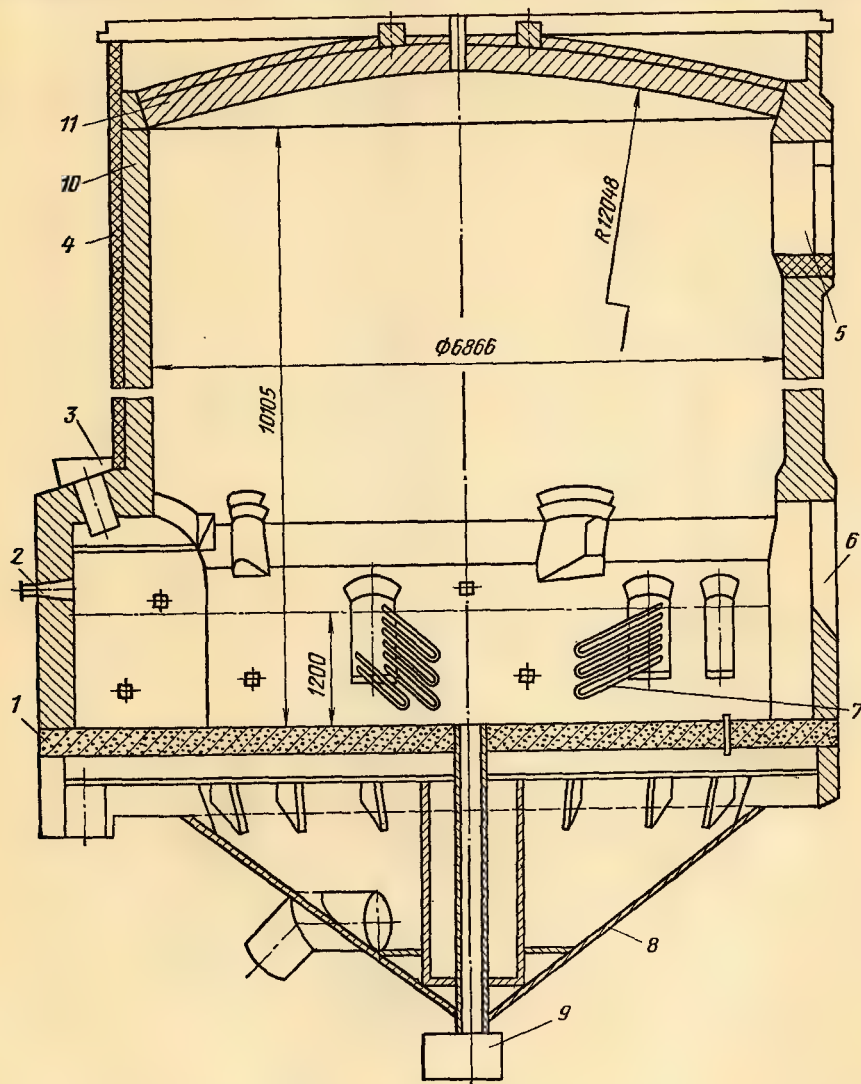


Рис. 11.8. Печь КС для обжига цинковых концентратов:

1 — подина; 2 — форсунка для розжига печи; 3 — загрузочная камера; 4 — корпус печи; 5 — отверстие для выхода газов; 6 — сливной порог; 7 — змеевик (охладитель); 8 — воздушная камера; 9 — задвижка с пневмоприводом; 10 — футеровка печи; 11 — свод

длиной 200—300 мм, выкладываемого на стальном листе (решетке) толщиной 14—30 мм.

Конструкция сопел обуславливает равномерность подачи (стабильность процесса кипения), эффективность использования сжатого воздуха и степень выноса пыли с обжиговыми газами.

По характеру направления выходящей струи воздуха различают сопла с отвер-

стиями, расположенными вертикально, горизонтально и наклонно. Имеются сопла с комбинированным расположением отверстий. Диаметр отверстий колеблется от 3 до 10 мм, а их число в одном сопле составляет 4—28.

Сопло с вертикальными отверстиями (рис. 11.9, а) состоит из пустотелого чугунного (СЧ 12-26) стакана 1, чугунной решетки 2, имеющей 10 отверстий диамет-

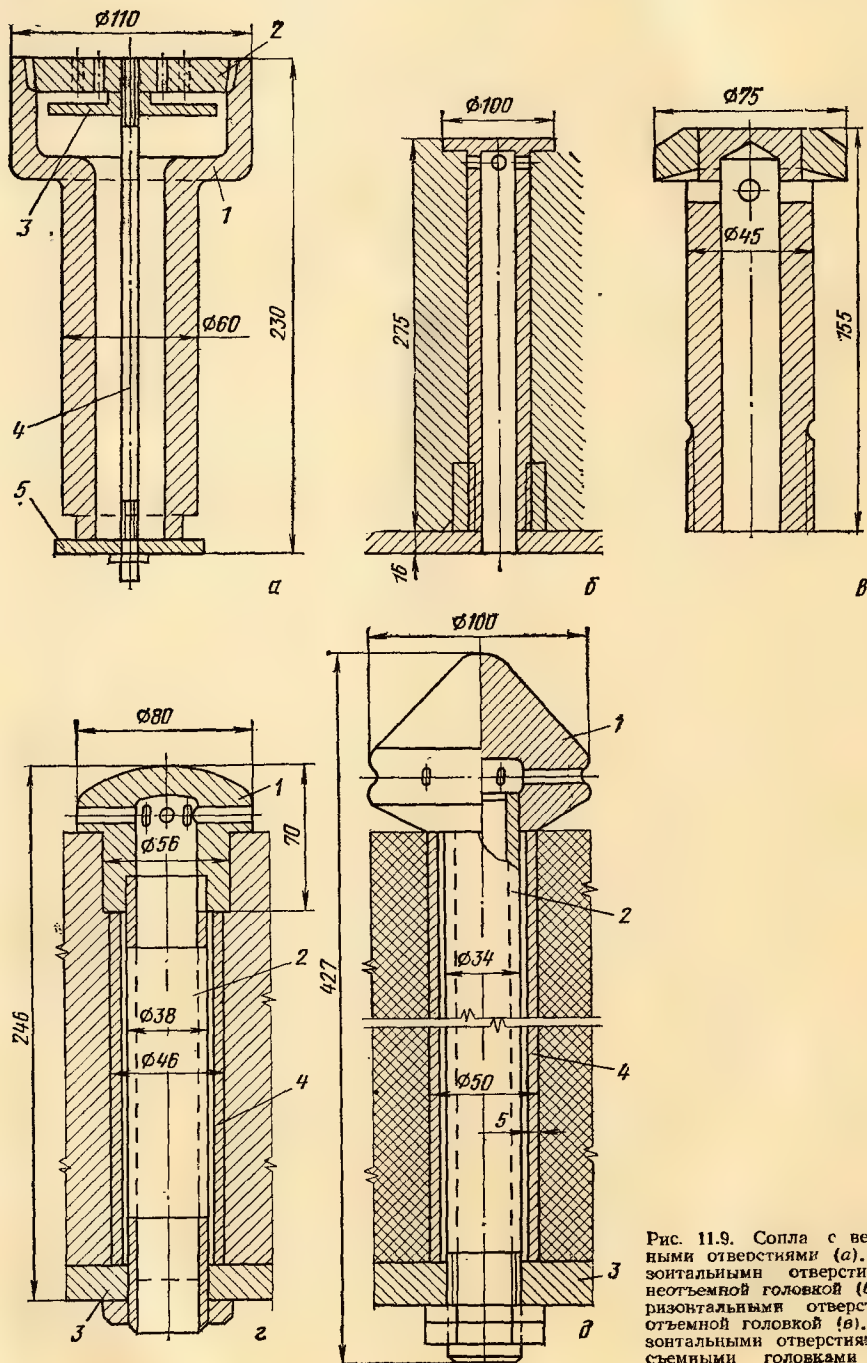


Рис. 11.9. Сопла с вертикальными отверстиями (а), с горизонтальными отверстиями и с неотъемлемой головкой (б), с горизонтальными отверстиями и отъемлемой головкой (в), с горизонтальными отверстиями и со съёмными головками (г, д)

ром 4 мм, диска 3, предотвращающего просыпание материала, шпильки 4 диаметром 10 мм (из жаропрочной стали 12Х18Н9Т) и пластинки 5, закрепляющих решетку в стакане.

В конструкции, показанной на рис. 11,9, б, отверстия диаметром 10 мм расположены под головкой сопла, которая прикрывает их и создает требуемое направление выходящей струи сжатого воздуха. Конструкция чрезвычайно проста. Она состоит из чугунного стакана, винчиваемого в резьбовое кольцо решетке подины. Недостатки сопла — низкая жаростойкость и необходимость в случае прогорания головки заменять весь стакан.

Конструкция сопла, показанного на рис. 11,9, в, сходна с предыдущей конструкцией, но головка выполнена съемной с конусной верхней поверхностью. При изготовлении сопла из жаростойкой стали эта головка обеспечивает в 3—4 раза больший срок службы.

На Североникеле и Норильском горно-металлургическом комбинате при обжиге никелевых концентратов применяют сопла с горизонтальными отверстиями более сложной, наиболее совершенной конструкции (рис. 11,9, г, д) со съемными головками, отлитыми из жаропрочной стали. Диаметр отверстий 5—6 мм. Головки 1 навинчены на жароупорные трубки 2 диаметром 34 и 38 мм, закрепленные гайками на решетке 3 подины. Собранное сопло вставлено внутрь другой жаропрочной трубки 4, приваренной к подине и залитой жароупорным бетоном. Это облегчает замену сопла (особенно это относится к конструкции, показанной на рис. 11,9, б) с сохранением трубки без нарушения бетонной части подины. Внедрение литых головок из жаропрочных сталей (отливаются в литейных цехах комбинатов) позволило повысить срок службы сопел по сравнению с чугунными в 3—3,5 раза.

Сопла с наклонными отверстиями представлены на рис. 11,10. При обжиге медных концентратов на Среднеуральском медеплавильном заводе применяют сопла направленного дутья местной конструкции. Сопло (рис. 11,10, а) состоит из съемной головки 1, трубки 2, приваренной к подине 3, стяжного болта 4 и пластинки 5. Го-

ловка, отлитая из серого чугуна, имеет 5—6 сверленных отверстий, направленных вверх под углом 15° к горизонту в сторону движения обожженного концентрата к разгрузочному отверстию. Кольцевая заточка предотвращает смещение головки от действия воздушной струи.

В конструкции сопла канадского завода «Фолкон-Бридж» (рис. 11,10, б) отверстия расположены вниз под углом 45°. Съемная головка 1 отлита из жаропрочной стали с очень тонкими стенками (около 7 мм). По данным фирмы, это улучшает отбор тепла от стенки воздушным потоком, ударяющим из трубки 2 в верхнюю часть головки. Внутри головки свернуты при помощи ниппелей 3 трубки 4 диаметром 1/4", создающие стабильное направление выходящих воздушных струй.

Сопла с наклонными отверстиями (см. рис. 11,10, б) наиболее эффективно распределяют воздушные потоки. Конусообразная поверхность сопла способствует тому, что обратные токи материала и газа встречаются с поверхностью сопла под небольшими углами. Эти сопла создают разветвленный широкий ток воздуха, но направление струй воздуха может приводить, особенно при интенсивном дутье, к быстрому износу подины, если она не будет быстро покрываться обжигаемым материалом. Рациональное использование этих сопел ограничивается обжигом несгорающих материалов.

Сжатый воздух для осуществления процесса кипящего слоя подают через воздушную камеру, расположенную под подиной печи. Воздушные камеры делают общими на всю подину (кроме форкамеры) или секционными с числом секций 2—5. В последних конструкциях печей форкамеры имеют самостоятельный подвод воздуха для возможности регулирования процесса.

Загрузочная камера (форкамера) примыкает к корпусу печи и является частью ее рабочего пространства. Загрузочную воронку устанавливают в своде форкамеры с большим наклоном. Изготавливают ее из жаростойкой стали.

Кампания печи во многом определяется состоянием футеровки. Внутреннюю сторону корпуса печи тщательно обкладывают асбестовым листом, а между листом и кладкой предусматривают компенсационный и изоляционный слой толщиной 60—70 мм. Толщину футеровки (преимущественно из шамота) внизу печи делают обычно в три кирпича, вверху — в полтора.

Свод круглых печей имеет купольную форму, его выкладывают из шамотного кирпича. Сверху на кирпичи для лучшей теплоизоляции укладывают асбест (на жидком стекле) или слой огнеупорного бетона с последующей защитой металлическим листом.

В процессе обжига некоторых концентратов, содержащих 30—32 % серы, в зоне кипящего слоя создаются чрезмерно высокие температуры. Для снижения температуры (отвода избыточного тепла) устанавливают водоохлаждаемые кессоны, впрыскивают воду в кипящий слой или пользу-

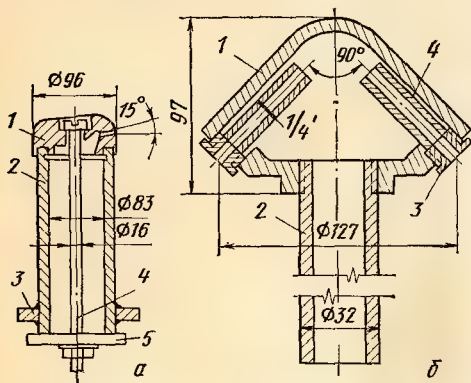


Рис. 11,10. Сопла с наклонными отверстиями, направленными вверх (а) и вниз (б) [1, с. 413]

ются наиболее прогрессивным способом — испарительным охлаждением.

Водоохлаждаемые кессоны бывают трубчатыми и коробчатыми (устаревшая конструкция). Трубчатые кессоны изготовляют из жаропрочной трубы диаметром 219 мм и длиной 2—3 м. Кессоны закрепляют в специальных гнездах корпуса печи под углом примерно 20° к горизонтальной оси. Внутренний конец трубы входит в кипящий слой.

В коробчатые и трубчатые кессоны подают чистую отфильтрованную воду. Температура выходящей из кессонов воды составляет 50—60 °С; расход ее примерно 1—1,2 м³/ч на 1 м² площади подины.

В последнее время нашло применение ис-

800—1000 °С подвергают охлаждению и очистке от пыли. Грубую очистку осуществляют в циклонах. Так как нормальная работа циклонов возможна при температуре не выше 550 °С, чтобы не допустить сгорания пыли перед циклонами устанавливают вертикальные стояки, охлаждаемые водой или воздухом. Во избежание заивания пыли и ухудшения теплопередачи стояки регулярно обстучивают и очищают. После стояков газы проходят через газоход, из которого отсасывается эксгаустером и подаются на тонкую очистку в электрофильтры и далее — в сборный коллектор сернокислотного цеха.

Наиболее экономично применять для отбора тепла отходящих из печей газов, его использования и одновременно с этим улавливания грубой пыли котлы-утилизаторы.

Конструкция печи КС комбината «Североникель» (рис. 11.11) в отличие от конструкции печи обжига цинковых концентратов не имеет сливного порога — огарок разгружается с уровня подины. Разгрузочная камера изготовлена заодно с корпусом печи. В данной конструкции предусмотрено превышение площади газовой зоны над площадью подины — внутренний диаметр газовой зоны составляет 7466 мм (500 мм у подины). Угол наклона корпуса печи равен 8°. Поскольку процесс идет при высокой температуре, толщина железобетонной подины составляет 300 мм.

Воздушная камера собственно печи имеет одну секцию, вторая секция предназначена для продувания форкамеры. Это позволяет регулировать процесс в зоне камеры изменением количества подаваемого воздуха. Корпус печи усилен тремя кольцами жесткости. Для разогрева печи обжига никелевых концентратов установлены мазутные форсунки, цинковых концентратов — газовые форсунки.

Производительность печей КС зависит от ряда факторов: гранулометрического состава и физических свойств обжигаемого материала; параметров и качества воздушного дутья (давления, скорости, содержания кислорода); температуры и толщины кипящего слоя; параметров печи (площадь подины, объем рабочего пространства); конструкция печи и тягового режима.

Интенсификация процесса обжига достигается повышением температуры кипящего слоя. Однако препятствием служит возможное оплавление и спекание материала, что вызывает остановку печи вследствие настылеобразования.

Температура обжига может повыситься в результате снижения потерь с отходящими газами и обогащения воздуха кислородом. Обогащение дутья кислородом до 30 % позволяет уменьшить количество обжиговых газов примерно на 35 %.

В комплект печи КС входит разнообразное вспомогательное оборудование: питатели, конвейеры, шнеки, охладители, циклоны, эксгаустеры, воздухоудувки и др. Компоновка этого оборудования приведена на рис. 11.12 и 11.13.

Закись никеля поступает через разгрузочное устройство печи КС (рис. 11.12) в

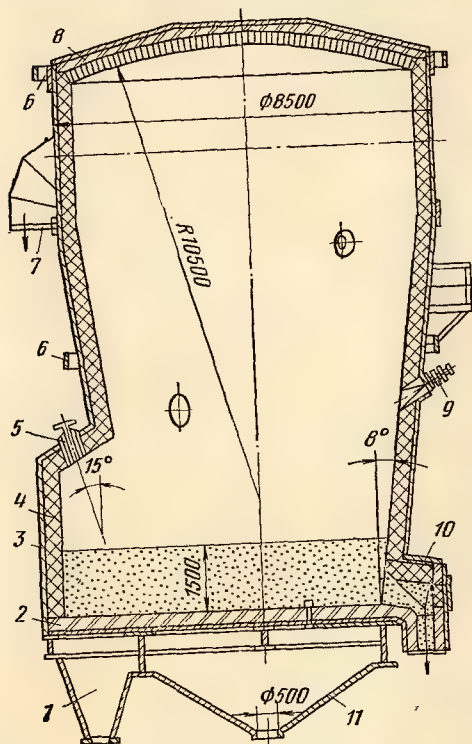


Рис. 11.11. Печь КС для обжига никелевых концентратов:

1, 11 — секции воздушной камеры; 2 — подина; 3 — корпус печи; 4 — футеровка; 5 — загрузочное отверстие; 6 — кольцо жесткости; 7 — газоотвод; 8 — свод; 9 — форсунка; 10 — разгрузочная камера [1, с. 417]

парительное охлаждение печей КС. В этом случае в зоне кипящего слоя устанавливают (аналогично трубчатым кессонам) змеевик. Печь (см. рис. 11.8) имеет четыре рабочих змеевика (холодильника) и три резервных. Труба змеевика закреплена в стальной коробке. В змеевики подают химически чистую воду. Пароводяная эмульсия, образующаяся в змеевиках, поступает в сепаратор, из которого насыщенный пар направляют в цехи для производственных или бытовых нужд.

Выходящие из печи газы с температурой

трубчатую вращательную печь диаметром 2000 мм (реактор-восстановитель) для восстановления до сравнительно чистого металла. Обжиговые газы, пройдя через водоохлаждаемые охладители и циклон, поступают в наружный газоход. Пыль из охладителей и циклонов транспортируется

для обжига медных концентратов. Площадь подины печи составляет 16,5 м². Воздушная камера имеет две секции (одну — для форкамеры). Огарок и пыль из циклонов поступают в вибрирующий бункер. Огарок отражательной печи транспортируется кубелями емкостью 8 м³. Кубели загружаются через шлюзы и шибер с пневмоприводом. Пыль, образующаяся при загрузке кубелей, отсасывается в электрофилтры. Для предотвращения выбивания пыли из печи в загрузочной воронке уста-

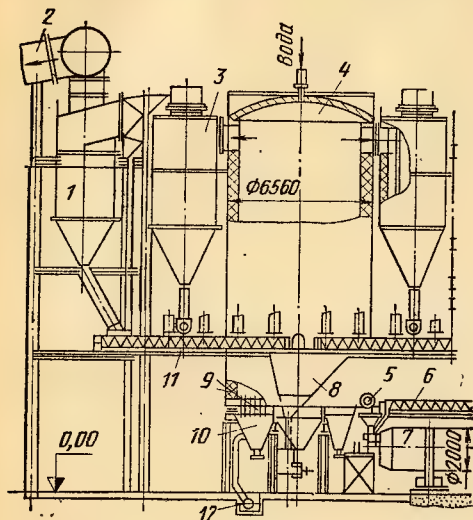


Рис. 11.12. Схема печи КС для обжига никелевых концентратов:

1 — циклон; 2 — наружный газоход; 3 — охладитель газа; 4 — печь; 5 — разгрузочное устройство; 6 — шнек для угля; 7 — реактор-восстановитель; 8 — бункер пыли; 9 — подина; 10 — воздушная камера; 11 — шнек для пыли; 12 — воздушный коллектор [1, с. 419]

шнеками в бункер пыли и направляется на дальнейшую переработку. Воздушная камера печи имеет несколько секций. Разгрузочная печь — подовая.

На рис. 11.13 приведена схема печи КС

ТАБЛИЦА 11.4

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЕЧЕЙ КС ДЛЯ ОБЖИГА КОНЦЕНТРАТОВ [1, с. 420]

Показатели	Площадь пода, м ²					
	38* ¹	35,6* ¹	29* ¹	22* ²	22* ²	16,5* ³
Уровень кипящего слоя, мм	1200	1200	1200	1500	1500	1500
Температура кипящего слоя, °С	900	900—950	900—950	1000—1150	1000	900
Число воздушных камер	2	2	2	2	2	2
Число сопел, шт.	2137	—	—	—	1165	865
Диаметр печи, мм	7600	—	—	8500	6560	5840
Диаметр в зоне слоя, мм	6636	6500	5820	4000	—	4200
Толщина подины, мм	250	250	250	300	250	250
Общая масса печи, т	286	—	—	420	360	—
В том числе масса металлических частей, т	61	—	—	85	75	—

*¹ Для обжига цинковых концентратов.

*² Для обжига никелевых концентратов.

*³ Для обжига медных концентратов.

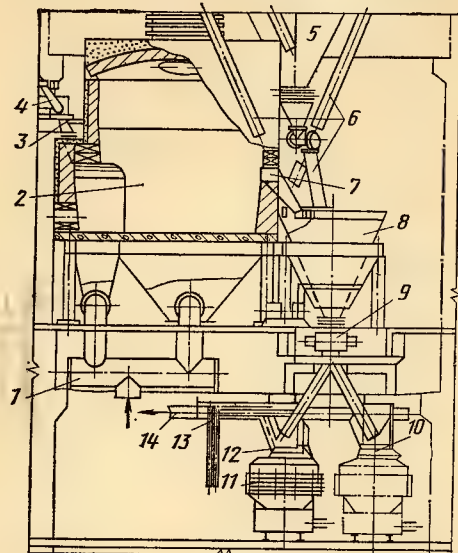


Рис. 11.13. Схема установки печи КС для обжига медных концентратов:

1 — воздушный коллектор; 2 — печь; 3 — пневматический затвор; 4 — ленточный весоизмеритель; 5 — циклон; 6 — воронка; 7 — разгрузочное устройство; 8 — вибрирующий бункер; 9 — шлюзовое устройство; 10 — шибер с пневмоприводом; 11 — кубель; 12 — зонты; 13 — рычаг управления; 14 — пылепровод

новлен пневматический затвор. Сырой концентрат загружают в печь из бункера через тарельчатый питатель, ленточный весоизмеритель и крутонаклоненную воронку.

Печи КС получили широкое применение в промышленности, так как имеют значительные преимущества по сравнению с многоподовыми печами: а) высокая удельная производительность, обеспечивающая значительный экономический эффект при эксплуатации и капитальном строительстве; б) более высокое качество обожженного материала — с меньшим содержанием серы, лучшей растворимостью металла в процессе электролиза; в) повышенное (примерно в два раза) содержание сернистого ангидрида в отходящих газах; г) лучшая эксплуатационная характеристика печи вследствие отсутствия механизмов с крупными тяжелыми частями; д) надежная устойчивая

работа печи, создающая возможность полной автоматизации агрегата; е) более высокая степень герметизации, обеспечивающая создание лучших санитарно-гигиенических условий в цехе; ж) возможность обжига материала с содержанием влаги до 25 %, позволяющая строить обжиговые цехи вблизи обогатительных фабрик.

К недостаткам печей КС относятся большой вынос пыли, достигающий 25—35 % от исходного материала, что обуславливает необходимость в больших пылеулавливающих и пылеочистных установках и приводит к дополнительным расходам на вторичную переработку и транспортировку пылей; большой (в 5—6 раз) удельный расход электроэнергии на подачу сжатого воздуха при низком коэффициенте его использования вследствие несовершенной конструкции сопел; огромное число сопел (в некото-

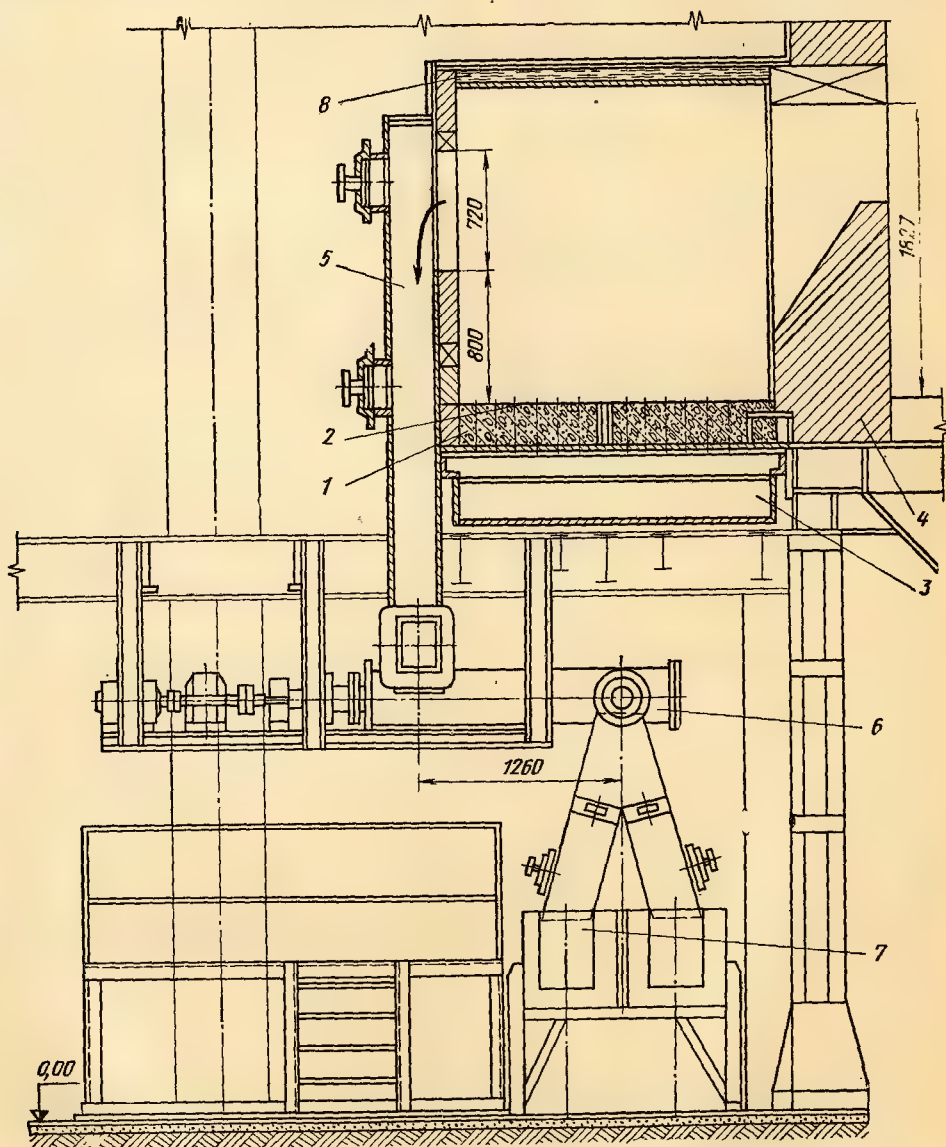


Рис. 11.14. Аэрохолодильник

рых печах более 2000), имеющих недостаточную стойкость и снижающих коэффициент использования печи, трудоемкость их установки и замены.

В табл. 11.4 приведены краткие технические характеристики отечественных конструкций печей КС.

Эффективным средством борьбы с настылями является донный выпуск крупной фракции материала. Донный выпуск позволяет механизировать и ускорить разгрузку печи после ее остановки и способствует удлинению кампаний печи.

Нашел применение донный выпуск материала, основанный на принципе действия кипящего слоя (аэрожелоб). Аэрожелоб устанавливают около разгрузочной камеры печи; он имеет воздухоподводящую коробку и водоохлаждаемые стенки. Сжатый воздух поступает через сопла. Достоинство этого способа состоит в том, что разгрузку печи можно начинать при любой температуре кипящего слоя.

Принцип аэрожелоба получил дальнейшее распространение при обжиге цинковых концентратов. На рис. 11.14 показан аэрохолодильник печи КС Усть-Каменогорского свинцово-цинкового комбината, установленный вместо разгрузочного устройства. В подину 1 холодильника вмонтировано 113 сопел 2, получающих воздух через коробку 3. Огарок переливается из печи через сливной порог 4, продувается воздухом, охлаждается с 970—980 до 340—350°C и по разгрузочной воронке 5 поступает в шнек 6 диаметром 250 мм, из которого отработанным электролитом транспортируется по желобам 7 в отделение для выщелачивания. Для наблюдения, очистки и пробивки кирпичной пробки установлены два люка на разгрузочной воронке. Боковые верхние стенки 8 аэрохолодильника кессонированы. Тепло нагретой воды утилизируется.

Общая площадь аэрохолодильника составляет около 1,9 м² при ширине между кессонами 1000 мм, живое сечение сопел — около 0,0015 м².

5. Трубчатые вращающиеся печи

Эти печи получили широкое распространение в отечественной металлургии. Их используют в качестве основного агрегата при сушке рудных концентратов [1, с. 422—430].

Между основными параметрами печей — диаметром и длиной корпуса (барабана) — существует определенная зависимость, обусловленная особенностями технологического процесса.

Основными узлами каждой печи (рис. 11.15) являются: корпус, приводной механизм, опорные бандаж с роликами, верхняя (загрузочная) и нижняя (разгрузочная) головки печи.

Барабан печи — стальная цельносварная цилиндрическая труба постоянного или переменного (в глиноземном производстве) сечения, защищенная от воздействия горячих и агрессивных газов огнеупорной футеровкой. Барабаны устанавливают под уг-

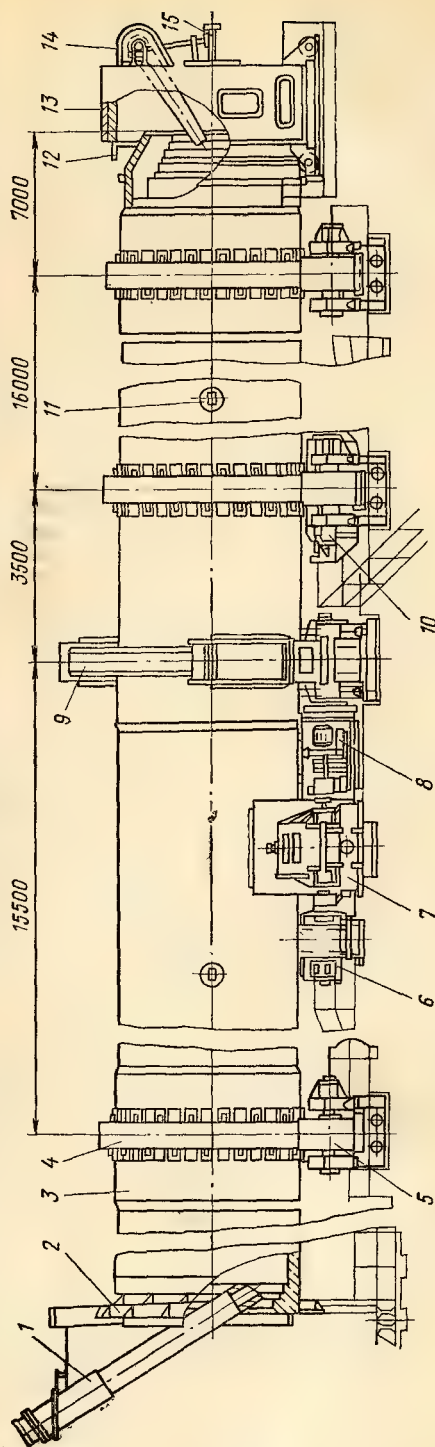


Рис. 11.15. Трубчатая печь для выщелачивания материалов:

1 — загрузочная воронка; 2, 12 — уплотнения; 3 — барабан; 4 — бандаж; 5 — опорный ролик; 6 — опорный ролик; 7 — редуктор; 8 — вспомогательный привод; 9 — зубчатая передача; 10 — упорный ролик; 11 — люк; 13 — нижняя головка; 14 — воздухоподвод; 15 — форсунка

лом 2—5° к горизонтальной плоскости. Печи строят двух-, трех- и многоопорными в зависимости от длины барабана, а также от толщины его стенки. Печи длиной 40—50 м обычно имеют три опоры. Расстояние между опорами определяют расчетом, учитывая образование настылей внутри барабана. В больших печах пролет достигает 26—28 м.

Бандаж печи представляет собой стальное неразрезное кольцо, воспринимающее всю нагрузку от барабана. Изготавливают бандажи коваными или литыми. Посадку бандажей осуществляют при помощи стальных подбандажных подкладок толщиной 20—40 мм (башмаков). Для правильной посадки толщина башмаков должна быть одинаковой, а торцовые рабочие поверхности находиться в плоскости, перпендикулярной к оси печи. При этом нагрузка воспринимается нижней половиной бандажа, а осевое давление (при смещении барабана) — опорами всех башмаков. При установке обеспечивают concentricity бандажей с барабаном и перпендикулярность его продольной осн. Concentricity достигается регулировочными прокладками. Свободная посадка является наиболее простым, удобным и надежным способом закрепления бандажей. При правильной посадке и нормальной эксплуатации бандажи служат 10—15 лет.

Опорные ролики (рис. 11.16) устанавливают симметрично, как правило, под углом 30° к вертикальной оси. Это обеспечивает нормальное вращение барабана, без боковых смещений и защемлений роликами. Общую ширину ролика принимают на 40—80 мм больше ширины соответствующего бандажа с учетом смещения бандажа при тепловом расширении барабана. Наиболее распространенный метод закрепления роликов на вал — прессовая посадка. На многих печах для смазки подшипников внутри их корпуса устанавливают вращающиеся черпаки, подающие масло на цапфу подшипника (см. рис. 11.16, а). В последних конструкциях крупных печей осуществляют перевод опорных роликов с подшипников скольжения на подшипники качения и централизованную систему смазки (рис. 11.16, б). Подшипники качения позволяют резко снизить потери мощности на преодоление сопротивлений, повысить степень герметизации и обеспечить устойчивую работу опор, не требуя более высокой культуры эксплуатации.

Давление, приходящееся на опорный ролик, определяют по формуле

$$P = Q/2 \cos 30^\circ = Q/2 \cdot 0,866 = 0,58Q, \quad (11.3)$$

где Q — нагрузка на бандаж.

Общая нагрузка на бандажи складывается из суммы масс вращающихся металлических частей барабана, футеровки, шихты и возможных настылей на барабане. Вертикальная составляющая давления $P_1 = P \cos 30^\circ = 0,866 P = 0,5 Q$; горизонтальная составляющая давления $P_2 = P \sin 30^\circ = 0,5 P = 0,29Q$.

В приведенных расчетах Q принята без

учета угла наклона печи, поскольку его влияние незначительно.

Привод печей состоит из электродвигателя (см. рис. 11.15), шестеренчатого редуктора и открытой зубчатой передачи. Эта схема привода является типовой для всех моделей трубчатых печей.

Стальной зубчатый венсц закрепляют на барабане около одного из средних бандажей, имеющего упорные ролики и, таким образом, принятого за исходный (нулевой) по величине теплового удлинения барабана. Малая скорость вращения печи и большая масса вращающихся частей обуславливают большое передаточное отношение механизма и крупные размеры зубчатой передачи. Модуль венцов крупных печей достигает 48 мм при диаметре около 7 м. Венцы отливают разъемными. Ведущую шестерню выполняют стальной литой или кованой с ободом, ширина которого на 40—80 мм больше ширины обода венца.

Из двух способов закрепления венца на барабане — жесткого и упругого — предпочтение отдают последнему. При жестком креплении венсц болтами прикрепляют к барабану или к кольцу, насаженному на барабан. Упругое крепление венца бывает двух видов: с тангенциально расположенными относительно окружности барабана пружинящими пластинами и пластинами, сложенными пакетами вдоль образующей барабана.

Вспомогательный, аварийный, привод служит для вращения барабана с очень малой скоростью при остановках (отключение электроэнергии и др.) и ремонте, чтобы не допустить деформации (искривления) барабана.

Мощность электродвигателя печи расходуется на поднятие материала внутри барабана и преодоление трения его о футеровку, а также на преодоление вредных сопротивлений, возникающих в результате трения бандажей и роликов, трения в зубчатом зацеплении, подшипниках привода и уплотнительных устройствах.

Ориентировочно мощность, необходимую для вращения печи, N , л. с., можно определить по формуле

$$N = \frac{1}{\eta} (0,288nR^3L + 6,4fr\varphi n), \quad (11.4)$$

где n — число оборотов печи в 1 мин; L — длина барабана в печи; R — радиус барабана в свету (по футеровке); f — коэффициент трения скольжения или качения (в зависимости от конструкций подшипника) между цапфами и вкладышами подшипников опорных роликов; r — радиус цапфы опорных роликов; φ — масса вращающихся частей барабана с учетом материала и настылей; η — к. п. д. привода.

Учитывая возможность перегрузки в процессе работы и при пуске печи, а также затраты мощности на преодоление сопротивлений (в упорных роликах, уплотнениях и др.), расчетную мощность увеличивают на 15—20 %.

Работа трубчатой печи для процесса вельцевания протекает следующим образом.

Подготовленная шихта поступает в рабочее пространство печи по крутонаклонной водоохлаждаемой воронке (см. рис. 11.15). Внутри барабана шихта непрерывно перекачивается, перемещаясь вдоль печи, и постепенно нагревается, находясь в сыпучем состоянии. В первой зоне (примерно на $\frac{1}{3}$ длины барабана) происходит подсушка шихты, ее прогревание и испарение.

Во второй зоне (примерно на $\frac{1}{2}$ длины барабана) протекает основная реакция про-

цесса в результате непрерывного контакта свинцовоцинковых соединений с коксиком при высокой температуре, достигающей 1200—1400 °С. Образовавшиеся возгоны (пары) металлов уносятся вместе с топочными газами в пылеулавливающую камеру или циклоны и далее поступают на тонкую очистку в электрофильтры или рукавные фильтры. Крупную фракцию пыли (оборотная) подают в шихту для вторичного вельцевания; тонкую пыль с содержанием 65—

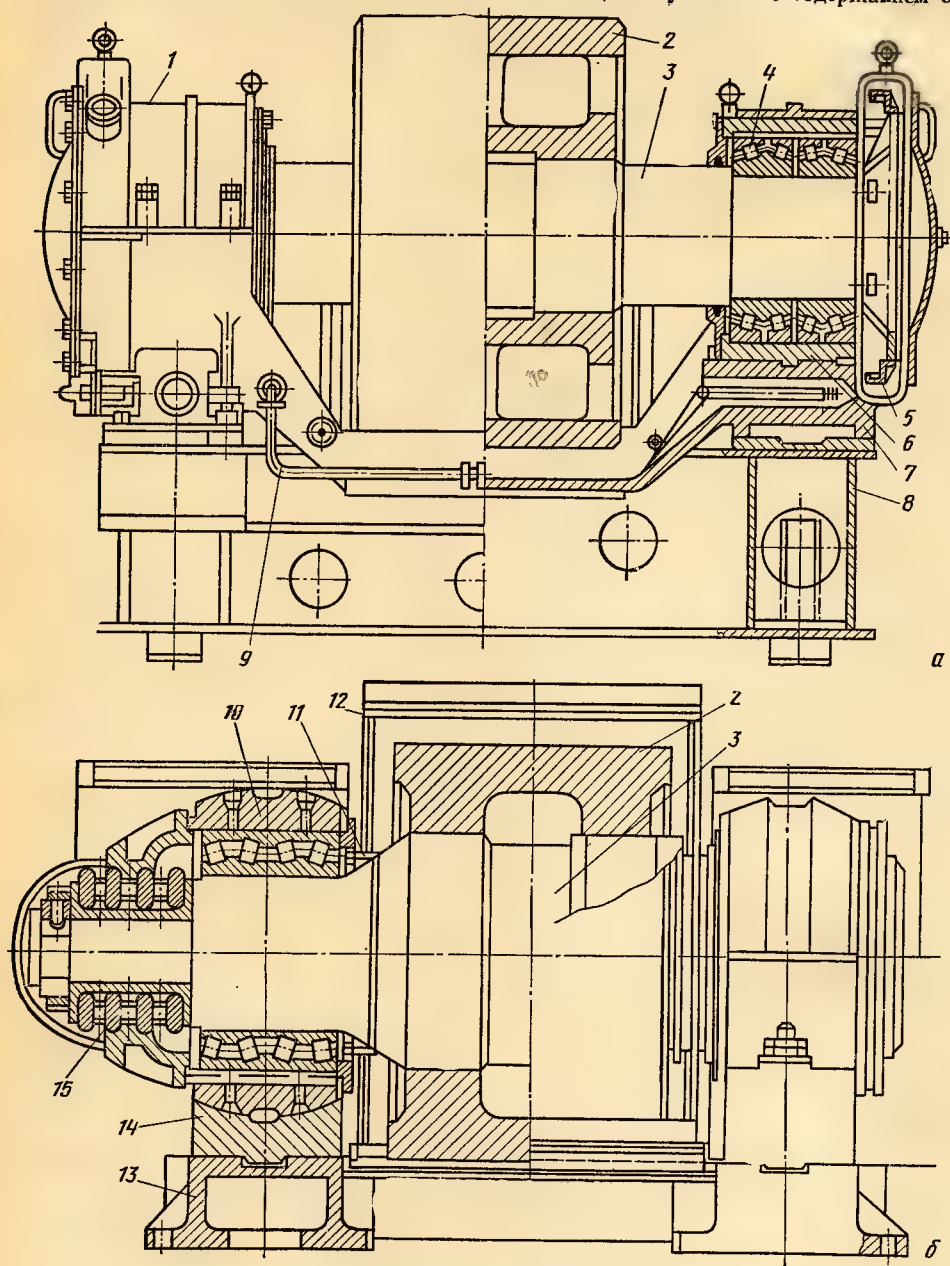


Рис. 11.16. Конструкция опорных роликов:

a — с роликоподшипниками и черпаковой смазкой; *б* — с роликоподшипниками и централизованной смазкой под давлением; 1 — крышка подшипника; 2 — опорный ролик; 3 — ось; 4 — роликоподшипник; 5 — черпак; 6 — стакан; 7 — корпус подшипника; 8 — рама; 9 — трубка охлаждения; 10 — сферический стакан; 11 — уплотнение; 12 — кожух; 13 — плита; 14 — основание подшипника; 15 — шарикоподпятник

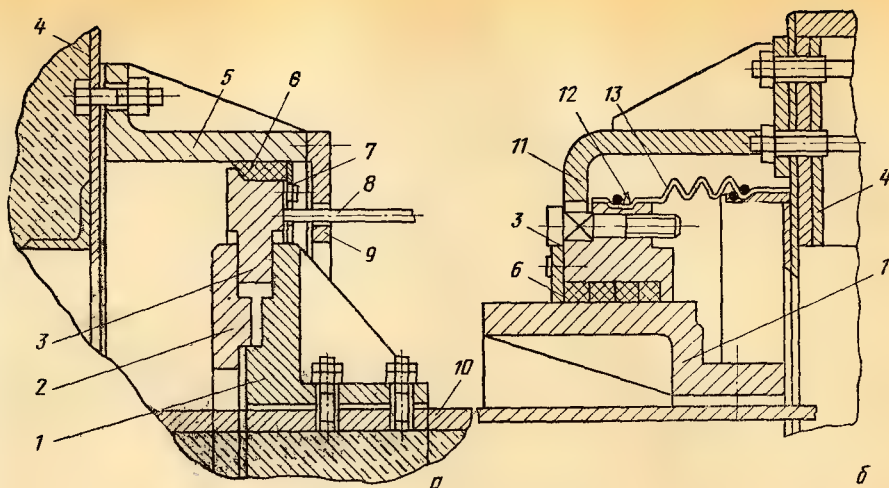
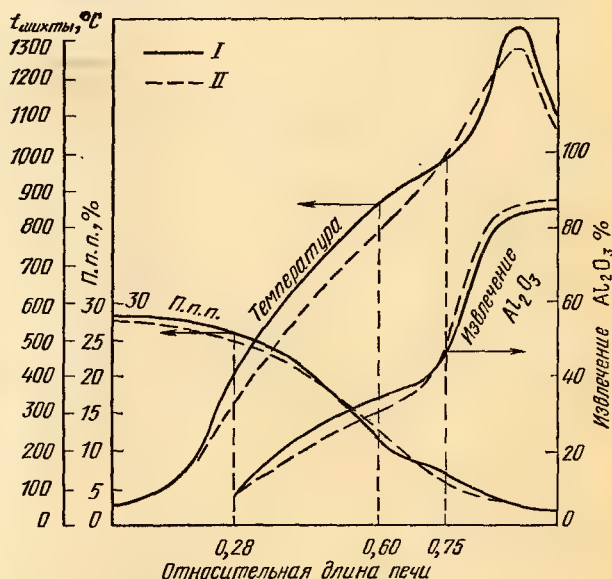


Рис. 11.17. Уплотнение барабана:

а — в верхней головке; б — в нижней головке; 1 — вращающееся кольцо; 2, 3 — прижимное и уплотнительное кольцо; 4 — головка печи; 5 — неподвижное кольцо; 6 — уплотнительная набивка; 7 — кольцо; 8 — штырь; 9 — упорное кольцо; 10 — барабан; 11 — кронштейн; 12 — канат; 13 — рукав

Рис. 11.18. Изменение температуры материала, п. п. п. и стандартного извлечения глинозема по длине печей спекания ВАЗа и ПГЗ:

I, II — параметры процессов в печи 3,0×60 м и 3,6×3,3×3,6×150 м



70 % цинка направляют на гидрометаллургическую переработку в выщелачивательный цех.

Количество оборотной пыли составляет 25—30 % от общего количества. Топочные газы выходят из печи с температурой 300—500 °C и просасываются через пылеулавливающую систему эксгаустерами. Свежий воздух для процесса окисления частиц металла вдвигается вентилятором с нижнего конца печи навстречу движущейся шихте. Противоточное движение характерно для всех трубчатых печей. Холодный воздух омывает остатки раскаленной шихты и нагревается, отбирая часть уходящего с газами тепла.

Остатки обожженной шихты (клинкер)

выходят из барабана с температурой 700—800 °C, через разгрузочное отверстие в нижней головке поступают в желоб и смываются в зумпф.

Продолжительность кампании печи составляет 2—4 года в зависимости от качества футеровочного материала, футеровочных работ и состояния эксплуатации печи. В процессе эксплуатации футеровка печи находится под особым наблюдением. При повреждении или износе футеровки барабан чрезмерно перегревается (до 700—800 °C) и в месте перегрева неизбежно появляются выпучивания или вмятины. Особенно опасно выпадение футеровки в зоне крепления зубчатого венца и бандажей.

Герметичность между барабаном и го-

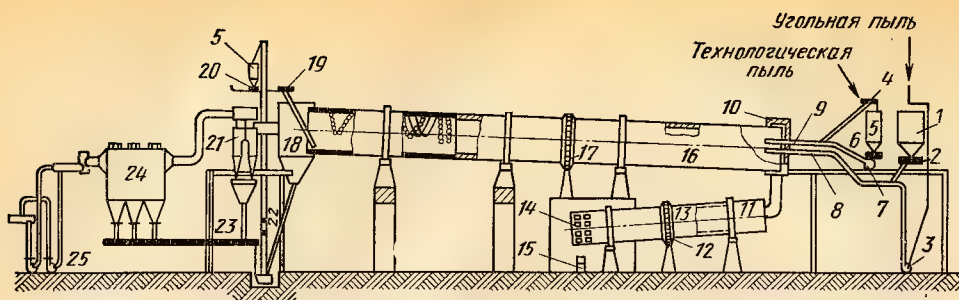


Рис. 11.19. Вращающаяся печь спекания на ВАЗе:

1 — бункер угольной пыли; 2 — питатель угольной пыли; 3 — вентилятор угольной пыли; 4 — мультициклон; 5 — бункер технологической пыли; 6 — питатель пыли; 7 — вентилятор; 8 — угольная форсунка; 9 — пылевая труба; 10 — горячая головка печи; 11 — холодильник; 12 — привод холодильника; 13 — водоорошающее устройство; 14 — разгрузочные окна; 15 — пластинчатые транспортеры слека; 16 — печь; 17 — привод печи; 18 — холодная головка печи; 19 — дозатор пудпы; 20 — дозатор технологической пыли; 21 — батарейный циклон типа НИИИгаза; 22 — элеватор пыли; 23 — сборный шнек пыли; 24 — электрофильтр ГК-30; 25 — дымососы

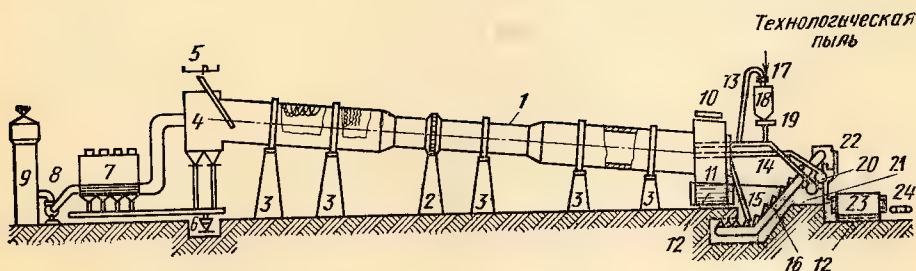


Рис. 11.20. Вращающаяся печь спекания на ПГЗ:

1 — печь; 2 — привод печи; 3 — опоры печи; 4 — холодильная головка печи; 5 — дозатор пудпы; 6 — пневмовинтовой насос; 7 — электрофильтр ГК-90; 8 — дымосос; 9 — орошаемый скруббер; 10 — водоорошающее устройство; 11 — рекуператор; 12 — водяное корыто; 13 — пылевая труба; 14 — мазутная форсунка; 15 — точка слека; 16 — ковшовый транспортер; 17 — циклон; 18 — бункер технологической пыли; 19 — дозатор пыли; 20 — дутьевой вентилятор; 21 — пылевой вентилятор; 22 — дробилка; 23 — барабанный доохладитель; 24 — транспортеры слека

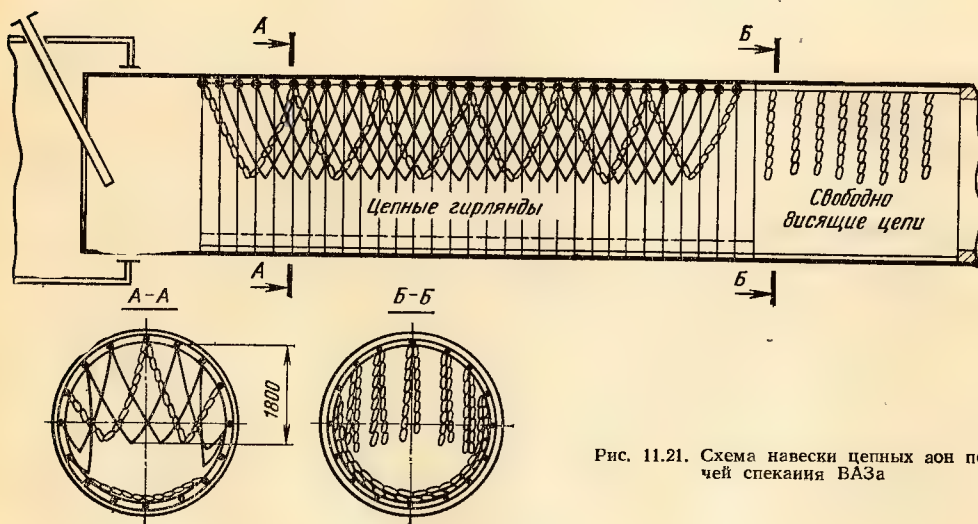


Рис. 11.21. Схема навески цепных аон печей спекания ВАЗа

ТАБЛИЦА 11.5

ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
ВРАЩАЮЩИХСЯ ПЕЧЕЙ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ
ДЛЯ СПЕКАНИЯ НЕФЕЛИНО-ИЗВЕСТНЯКОВОЙ ШИХТЫ [3]

Показатели	3,0×60 м	3,6×3,3×3,6×150 м
<i>Вращающаяся печь</i>		
Наклон печи к горизонту i , %	2,2	3,0
Скорость вращения печи n , об/мин	1,9—2,0	1,75—1,85
Значение $i \cdot n$	4,18—4,40	5,25—5,55
Поверхность футеровки $F_{\text{ф}}$, м ²	490	1460
Общая поверхность теплообмена (футеровка+цепи) $F_{\text{ц+ф}}$, м ²	980—1000	2480—2640
Отношение длины печи к среднему внутреннему диаметру печи $L/D_{\text{ср}}$	23	49
Отношение поверхности теплообмена к поперечному сечению печи $F_{\text{ц+ф}}/0,785D_{\text{ср}}$	185—188	335—355
Тепловая мощность печи Q , млн.ккал/ч	25,6—26,6	45,4—47,8
Тепловое напряжение поперечного сечения зоны горения $Q/0,785D^2$, млн.ккал/(м ² ·ч)	5,23—5,43	6,0—6,3
Производительность печи $G_{\text{п}}$, т/ч	19,5—20,0	39—41
Удельный расход тепла топлива Q/Q , кг/кг спека	1315—1330	1155—1170
Расход сухой шихты $G_{\text{ш}}$, т/ч	26,3—27,3	56,7—60,3
<i>Цепная завеса из гирлянд</i>		
Способы навески	Перекрещивающиеся ряды	
Протяженность завесы, м	9	16—19
Количество точек подвески по окружности барабана печи	16	32
Количество колец подвески гирлянд по длине барабана	31	18—21
Расстояние между кольцами навески, м	0,3	1,0
Длина гирлянды, м	3,2	4,1—4,2
Шаг гирлянды, м	1,5	2,0
Центральный угол навески, град	67—70	110—130(40—50)
Продольный угол навески, град	46—50	(50—60)30—35
Общее количество гирлянд	390—400	500—570
Общая поверхность гирлянд, м ²	390—400	630—740
Общая масса гирлянд, т	21—23	38—43
Плотность навески гирлянд:		
поверхностная	4,8—4,9	3,4—3,5
объемная	0,049—0,051	0,027—0,029
<i>Цепная завеса из свободно висящих цепей</i>		
Протяженность завесы, м:		
с холодного конца	—	1
» горячего »	2,1	6—8
Количество точек подвески на окружности:		
одиночных цепей	—	48
двойных »	16	32
Количество колец подвески по длине барабана печи:		
с холодного конца	—	2
» горячего »	8	7—9
Длина свободно висящей цепи, м	1,65	2,4—2,6
Общая поверхность свободно висящих цепей, м ² :		
с холодного конца	—	75—90
» горячего »	100	300—360
Общее количество свободных цепей	240—245	95—115
Общая масса свободных цепей, т	5,1—5,2	22—25
Плотность навески свободных цепей:		
поверхностная	5,2—5,3	4,3—4,75
объемная	0,055—0,056	0,035—0,040
Шаг навески, м	0,3	1,0

ТАБЛИЦА 11.6

ОСНОВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ТЕПЛОВОЙ РАБОТЫ (ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС) ВРАЩАЮЩИХСЯ ПЕЧЕЙ СПЕКАНИЯ [1]

Показатели	3,0×51,3 м	3,0×3,8×51,3 м	3×60 м	3,6×3,3×3,6× ×150 м	5×185 м
Пульпа	Бокситовая		Нефелино-известняковая		
Топливо	Угольная пыль	Мазут	Угольная пыль	Мазут	Мазут
Приход тепла, ккал/кг					
Энтальпия и химическая энергия топлива	1264(93,5)	1490(91,2)	1323(95,4)	1161(95,2)	1102(81,9)
Энтальпия:					
воздуха	15(1,1)	83,1(5,2)	13,0(0,9)	15,0(1,2)	19,85(14,8)
пульпы	57,9(54,3)	54,1(3,2)	35,0(2,6)	37,0(60)	40(2,9)
пылевозврата	14,3(1,1)	7,3(0,4)	15(1,1)	9,0(0,6)	5,5(0,4)
Всего	1351,2(100)	1638,1(100)	1386(100)	1222(100)	1346,5(100)
Расход тепла, ккал/кг					
Тепловой эффект от спекообразования	248,6(18,5)	220(13,4)	182(13,1)	178(14,6)	240(17,9)
Тепло испарения влаги	316,4(29,0)	387(23,7)	341(23,4)	360(23,4)	373(27,7)
Теплопотери:					
с отходящими газами	316,4(23,4)	325,9(19,9)	426(30,8)	226(18,5)	252,5(18,6)
с пылевыносом	40,7(3,0)	15,5(0,9)	60(4,3)	28(2,3)	25,5(1,9)
во внешнюю среду	51,4(3,8)	66,9(4,1)	244(17,6)	230(18,8)	178,5(13,2)
в том числе:					
с кожухом печи и холодильником	—	—	107(17,7)	159(13,1)	—
с охлаждающей водой	—	—	137(9,9)	71(5,8)	—
Энтальпия спека	292,9(21,6)	211(12,9)	40(2,9)	123(10,1)	277(20,65)
Теплопотери с недожогом	25(1,9)	442,7(27,1)	62(4,5)	35(2,9)	—
Всего	1367,9(101,1)	1668,5(102,0)	1355(97,8)	1180(96,6)	1346,5(100)
Невязка баланса и неучтенные потери	16,7(—1,2)	30,4(—2,0)	31(+2,2)	42(+3,4)	—

ловкой достигается уплотняющим устройством, неподвижная часть которого закреплена на стенке камеры, а подвижная — на жаростойком раструбе барабана печи. Раструб имеет коническую форму для лучшего удержания футеровки. Уплотнение верхней головки (рис. 11.17, а) несколько отличается от уплотнения нижней, наиболее горячей головки печи (рис. 11.17, б). В первом случае асбестовая уплотнительная навивка контактирует с внутренней поверхностью неподвижного кольца, закрепленного на стенке верхней головки, во втором — с вращающимся кольцом, жестко сидящем на барабане. Длина рабочей поверхности неподвижного и вращающегося колец рас-

считана с учетом температурного удлинения барабана.

Уплотнение нижнего конца барабана, кроме асбестовой навивки, имеет асбестовый рукав, соединяющий камеру с уплотнительным кольцом. Рукав для плотности зажимается стальными канатиками и подвешенными на них грузами.

На рис. 11.18 показано характерное изменение параметров процесса по длине печи спекания. Схемы вращающихся печей спекания двух предприятий показаны на рис. 11.19 и 11.20, а схемы навески цепных зон этих печей спекания — соответственно на рис. 11.21 и 11.22.

В табл. 11.5 приведены основные техни-

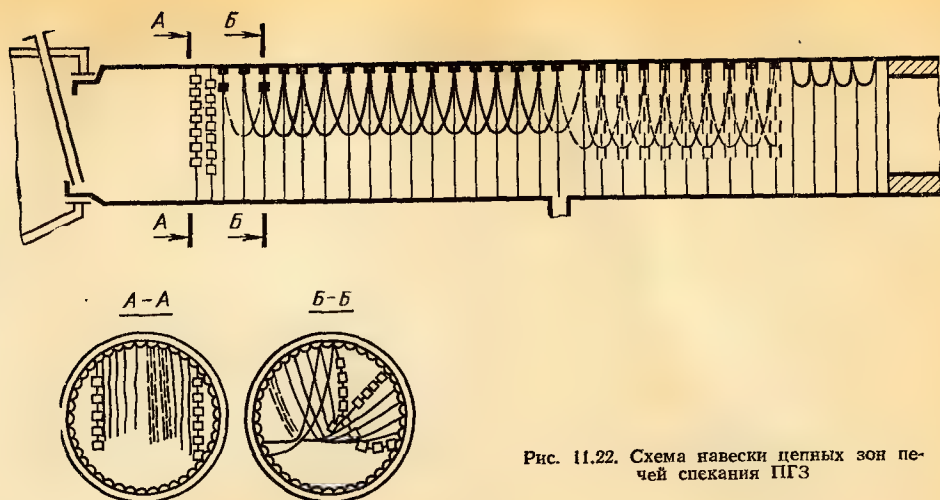


Рис. 11.22. Схема навески цепных зон печей спекания ПГЗ

ческие характеристики этих печей и конструктивные характеристики их цепных зон. В табл. 11.6 представлены основные показатели тепловой работы вращающихся печей спекания.

6. Трубчатые печи алюминиевых заводов

На алюминиевых заводах применяют трубчатые вращающиеся печи — такие же, как и в остальных отраслях цветной металлургии. Конструктивные отличия связаны с особенностями технологии алюминиевого производства; кроме того, печи различаются размерами (табл. 11.7) [1, с. 430—434].

Общий вид печи для спекания нефелиновой шихты показан на рис. 11.23. Барабан печи длиной 185 м и диаметром 5 м смонтирован на восьми опорах с уклоном 2—3° к горизонту. На одной из средних опор

установлены привод печи и два контрольных вертикальных упорных ролика.

На печах длиной свыше 150 м имеются дополнительные упорные ролики с гидравлическим прижимом. Для предотвращения сползания печи с опор, кроме упорных роликов, устанавливают упорное устройство, которое при сильном давлении на него отключает электропривод печи. При спекании нефелиновых шихт их подают в печь наливом через пультовую трубу ковшовым дозатором, а при спекании бокситовых и гидратных шихт — специальной форсункой под давлением 10—16 кгс/см². Сухую пыль из пылеулавливающих устройств возвращают в барабан печи спекания через воронку.

Для питания печей кальцинации шихтой (рассыпающимся порошком гидрата окиси алюминия) служит шнек. В шнек поступают прокаливаемый гидрат и уловленная пыль, составляющая около 40 % всей направляемой в печь шихты. Топливо в печь попадает через форсунки.

ТАБЛИЦА 11.7

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРУБЧАТЫХ ПЕЧЕЙ [1, с. 434]

Тип печи	Внутрен- ний диа- метр, м	Длина печи, м	Уклон печи, %	Число опор	Число обо- ротов бара- бана в ми- нуту	Мощность привода, кВт	Масса, т		
							общая без футе- ровки	футеров- ки	бандажа
Печи спекания									
3,6×70	3,6	70	2—3	4	0,5—1,2	100	830	305,0	26,0
4,0×110	4,0	110	3	5	0,6—1,25	175	1020,0	481,0	32,0
4,0×150	4,0	150	3	7	0,57—1,14	280	1435,0	722,0	36,0
4,0×185	5,0	185	3,5	8	0,6—1,24	2×310	2340,0	1366,0	63,0
Печи кальцинации									
2,8×50	2,8	50	3	4	0,8—1,25	60	550,0	210,0	21,0
3,6×70	3,6	70	3	4	0,5—1,3	95	830,0	405,0	26,0
4,5×110	4,5	110	3	5	0,6—1,25	175	1150,0	760,0	41,0
Печи вельцевания									
2,5×40	2,5	40	2	3	0,8—1,5	—	—	—	—
3,6×50	3,6	50	2	3	0,6—1,5	100	635	252	—

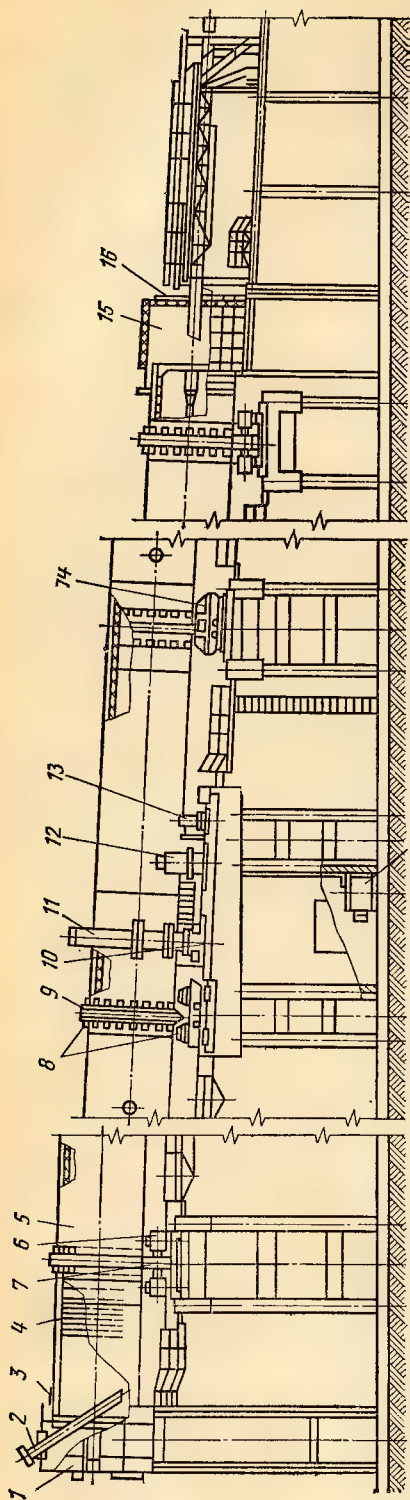


Рис. 11.23. Схема установки трубчатой 5×185 м печи для спекания нефелиновой шихты:

1, 15 — верхняя и нижняя головки печи; 2 — пультпровод; 3 — уплотнение; 4 — цепная завеса; 5 — барабан; 6 — подшипник; 7 — опорный ролик; 8 — опорный ролик; 9 — зубчатая пара; 10, 11 — зубчатая пара; 12 — редуктор; 13 — электродвигатель; 14 — цепное устройство; 16 — форсунка; 17 — маслобак

В печах спекания имеется шесть технологических зон, в которых температура и условия работы футеровки различны: подсушки, дегидратации, декарбонизации, экзотермических реакций, спекания, охлаждения; в печах кальцинации — четыре зоны: подсушки, кальцинации, прокалики, охлаждения.

Общие условия работы футеровки для всех зон следующие:

а) высокий температурный градиент, вызванный односторонним нагревом сравнительно тонкой (160—270 мм) огнеупорной кладки (достигает 1200°C);

б) периодические колебания температуры поверхности футеровки, связанные с вращением печи и перемещением находящегося в ней материала. Разница между температурами поверхности футеровки при выходе из-под слоя материала и при выходе в него составляет $150\text{—}200^{\circ}\text{C}$;

в) химическое и механическое воздействие на футеровку движущегося слоя обжигаемого материала.

Основным материалом для футеровки печей служит шамотный кирпич, вносящий минимальное количество загрязнений.

Для лучшего использования тепла уходящих газов в холодном конце печи устанавливают теплообменные устройства. В печах спекания для нефелиновых шихт теплообменные устройства выполняют в виде цепных завес (см. рис. 11.23) различных конструкций из якорных цепей. Навешивают их в зоне печи, где температура не превышает 700°C . Для коротких печей кальцинации теплообменные устройства изготовляют в виде металлических полок и перемешивающих устройств.

Для предотвращения настилов, вызываемых оседанием части шихты в зоне сушки, в печах спекания, не имеющих цепных завес, ставят отбойные устройства: связку рельсов длиной до 12 м, прикрепленных цепью к холодной головке печи. Для предохранения футеровки барабана от разрушения отбойным устройством в зоне его работы к корпусу барабана приваривают стальные кольца, выступающие над футеровкой.

7. Методика расчетов вращающихся печей спекания [3, с. 188—193]

Расчет вращающихся печей спекания производят на основе опытных критериальных зависимостей, установленных Е. И. Ходоровым и Н. Г. Срибнером при обработке данных балансовых испытаний печей спекания глиноземного производства и печей обжига цементного производства. Эти зависимости выражают связь между производительностью, удельным расходом тепла и конструктивными характеристиками печей.

Рассмотрим метод расчета производительности печи и удельного расхода топлива на основании теплового расчета печи.

Коэффициент полезного действия процесса теплообмена во вращающейся печи (или

степень теплоиспользования) H равен отношению количества тепла, отданного газовым потоком в печи, к количеству выделенного в ней тепла (расчет ведется на 1 кг спека):

$$H = \frac{q_m + q_{\text{пот}}}{q_T + q_v - q_{\text{нед}}} = \frac{q_T + q_v - q_{\text{нед}} - q_{0,г}}{q_T + q_v - q_{\text{нед}}}, \quad (11.5)$$

где q_m — количество тепла, полученного материалом; $q_{\text{пот}}$ — потери тепла печью в окружающую среду; q_T — количество тепла от сгорания топлива; q_v — количество тепла, поступающего в печь с воздухом; $q_{\text{нед}}$ — потери тепла от недожога топлива; $q_{0,г}$ — потери тепла с отходящими газами.

Практикой установлена зависимость производительности вращающейся печи и удельного расхода тепла в ней от основных критериев:

а) для печи с цепной завесой при питании мокрой шихтой

$$H = \frac{1}{0,43 \left(\frac{F}{D_{\text{вн}}^2} \right)^{0,1} + \left(\frac{Q}{\sigma T^4 F} \right)^{0,5} \left(\frac{\sigma T^3}{\omega_{0,г}^{0,8}} \right)^{0,25}}, \quad (11.6)$$

б) для полой вращающейся печи, снабженной запечными теплообменниками, при питании сухой шихтой

$$H = 0,124 \left(\frac{\sigma T^4 F}{Q} \right)^{1/3}, \quad (11.7)$$

где $Q/\sigma T^4 F$ — критерий лучистого теплообмена, представляющий собой отношение тепловой мощности печи Q к предельному (при степени черноты 1,0 и теоретической температуре горения) лучистому потоку от газа к поверхности печи; $\sigma T^3/\omega_{0,г}^{0,8}$ — критерий, учитывающий конвективный теплообмен, представляющий собой соотношение коэффициентов теплообмена лучеиспусканием и конвекцией; F — общая поверхность теплообмена, м^2 ; $D_{\text{вн}}$ — внутренний диаметр печи, м ; σ — коэффициент излучения абсолютно черного тела; $\sigma = 4,9 \cdot 10^{-8} \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{К}^4)$; Q — тепловая мощность печи, $\text{ккал}/\text{ч}$; $Q = qG$; q — расход тепла на 1 кг спека, ккал ; G — производительность печи по спеку, $\text{кг}/\text{ч}$; $\omega_{0,г}$ — условная скорость газов, рассчитанная по количеству продуктов сгорания, $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$;

$\omega_{0,г} = QV_{0,г}^T / (3600 \cdot 0,785 D^2 Q_p^H)$; Q_p^H — низшая теплотворная способность топлива, $\text{ккал}/\text{кг}$; $V_{0,г}^T$ — удельное количество продуктов сгорания, $\text{м}^3/\text{кг}$.

Количество тепла, полученное материалом при достижении им максимальной температуры спекания $q_{\text{мах}}$, ккал , определяют по уравнению (из расчета на 1 кг спека):

$$q_{\text{мах}} = (G_{\text{с.ш}}^T + G_{\text{б.у}}) \left(C + \frac{595W}{100 - W} \right),$$

где $G_{\text{с.ш}}^T$ — теоретический расход сухой шихты, кг : $G_{\text{с.ш}}^T = 100/(100 - \text{п. п. п.})$; W — влажность шихты, $\%$; $G_{\text{б.у}}$ — безвозвратный пылеунос, кг ; C — количество тепла для доведения сухой шихты до максимальной температуры, ккал (из расчета на 1 кг сухой шихты); для нефелино-известняковой шихты $C \approx 415 \text{ ккал}/\text{кг}$, для бокситовых и шламовых шихт $C \approx 420 \text{ ккал}/\text{кг}$; T — теоретическая температура горения, К . T выражается уравнением (из расчета на 1 кг топлива):

$$T_T = \frac{Q_p^H + Q_v - Q_{\text{нед}}}{\sum V_i c_i},$$

где $Q_{\text{нед}}$ — потери тепла с недожогом, ккал ; Q_v — количество тепла, поступающего в печь с воздухом, ккал ; V_i — удельное количество каждого газа, $\text{м}^3/\text{кг}$; c_i — удельная теплоемкость газов при теоретической температуре, $\text{ккал}/(\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C})$.

Допустимую тепловую мощность печи Q , $\text{ккал}/\text{ч}$, с внутренним диаметром $D_{\text{вн}}$ определяют по практической зависимости

$$Q = 2,6 \cdot 10^6 D_{\text{вн}}^{2,5}. \quad (11.8)$$

Эта мощность обеспечивает получение спека нормального качества и удовлетворительные условия работы футеровки.

Допустимую по условиям спекообразования производительность печи A , $\text{кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{ч})$, определяют из условия

$$G/D_{\text{вн}}^3 \leq A; \quad (11.9)$$

для нефелино-известняковой шихты $A = 1250 \text{ кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{ч})$.

Это условие установлено из следующих соображений. Длина зоны спекания примерно пропорциональна диаметру печи, и производительность ее по спеку равна

$$G = \frac{0,785 D_{\text{вн}}^2 \varphi L_c \rho_n}{\tau_c} = \frac{K D_{\text{вн}} \varphi \rho_n}{\tau_c}, \quad (11.10)$$

где φ — коэффициент заполнения печи материалом; L_c — длина зоны спекания; ρ_n — насыщенная плотность материала; τ_c — необходимое время пребывания материала в зоне спекания; K — коэффициент пропорциональности.

Для однотипного сырья в реальных условиях φ , ρ_n и τ_c должны быть примерно постоянными, и, следовательно, для обеспечения времени спекания, большего или равного минимально необходимому, величина $G/D_{\text{вн}}^3$ должна быть меньше или равна определенной величине A .

При расчете печи спекания, если известны ее размеры и общая поверхность теплообмена, следует определить Q по уравнению (11.8), q — по уравнениям (11.5) и (11.6) и $G = Q/q$, затем по выражению (11.9) проверить, не превысило ли $G/D_{\text{вн}}^3$ допустимый предел. Если же заданы G и $q(Q)$, то по уравнению (11.10) оп-

ределяют $D_{\text{вн}}$, проверяют значение $G/D_{\text{вн}}^3$, рассчитывают F по уравнению (11.6), а затем находят длину печи L .

Скорость вращения печи n принимают, исходя из влияния этой величины на степень равномерности температуры материала в слое, стойкость футеровки, механическую работу оборудования, расход энергии и др. При увеличении n теплообмен интенсифицируется за счет повышения равномерности температур в слое, однако при $n > 2,5 \div 3,0$ об/мин влияние этой величины на теплообмен уже незначительно.

Наклон печи определяют, задаваясь значениями коэффициента заполнения печи материалом Φ и соответственно центрального угла сегмента Φ , занятого материалом, по формуле

$$G_m = k k_1 10 \pi D_{\text{вн}}^3 n \rho_n \sin^3 \frac{\Phi}{2} \frac{\sin \alpha}{\sin \beta_c}, \quad (11.11)$$

где G_m — производительность печи, кг/ч; α — угол наклона печи; β_c — угол естественного откоса материала, град; ρ_n — насыпная плотность материала, кг/м³; k — коэффициент, учитывающий влияние времени ссыпания частиц по поверхности слоя ($k \approx 1,04$); k_1 — коэффициент, учитывающий влияние теплообменных устройств (для цепных завес k_1 определяют по графику, приведенному на рис. 11.24) [3].

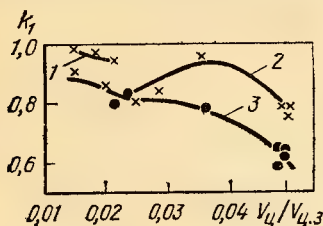


Рис. 11.24. Зависимость коэффициента k_1 от объемной плотности навески цепей:

1 — винтовые гирлянды; 2 — кольцевые цепи; 3 — свободно висящие цепи

Коэффициент заполнения полой части печи Φ по практическим данным целесообразно принимать равным 10—15 %.

Пылеунос из печи с цепными завесами определяют с помощью критериальной зависимости

$$\mu = \frac{G_y}{G_r} = 1,92 \cdot 10^{-3} \left(\frac{w_r^2}{g D_{\text{вн}}} \right)^{1,5} \times \left(\frac{\rho_r}{\rho_m} \right)^{0,5} \left(\frac{P_{\text{ц}}}{P_{\text{м.ц}}} \right)^2 \left(\frac{V_{\text{цз}}}{V_{\text{ц}}} \right)^2, \quad (11.12)$$

где μ — концентрация пыли в отходящих газах по массе, кг/кг; G_y — количество уносимой пыли, кг/ч; G_r — расход отходящих газов по массе, кг/ч; w_r — скорость отходящих газов, м/с; ρ_r — плотность отходящих газов, кг/м³; ρ_m — плотность материала, кг/м³; $P_{\text{ц}}$ — масса цепей, кг; $P_{\text{м.ц}}$ —

масса материала, одновременно находящегося в цепной зоне, кг; $V_{\text{ц.з}}$ — объем цепной зоны, м³; $V_{\text{ц}}$ — объем цепей, м³.

Тепловой расчет цепных завес. Общее количество тепла, отдаваемое газовым потоком материалу в цепной зоне Q_m , можно представить формулой

$$Q_m = \alpha_r (Z F_{\text{ц}} + F_{\text{ф.ц}} + \pi D L_{\text{д.ц}}) \Delta t,$$

где α_r — средний коэффициент теплоотдачи в цепной зоне; $F_{\text{ц}}$ — общая поверхность цепей; $F_{\text{ф.ц}}$ — внутренняя поверхность печи в цепной зоне; Z — доля поверхности цепей, находящихся в газовом потоке; $L_{\text{д.ц}}$ — длина участка от обреза печи до цепной завесы; Δt — средняя разность температур газов и материала;

$$\Delta t = \frac{(\dot{t}_r' - \dot{t}_m') - (\dot{t}_r'' - \dot{t}_m'')}{2,3 \lg \frac{\dot{t}_r' - \dot{t}_m''}{\dot{t}_r'' - \dot{t}_m'}}, \quad (11.13)$$

где $\dot{t}_r'$, $\dot{t}_m'$, $\dot{t}_r''$, $\dot{t}_m''$ — начальные и конечные температуры газов и материала.

Для гирлянд $Z = 0,34 (H_{\text{ц}}/D_{\text{вн}})^{-0,5}$; (11.14)

для свободно висящих цепей $Z = 0,345 \left(\frac{l_{\text{ц}}}{D_{\text{вн}}} \right)^{-0,3}$, (11.15)

где $l_{\text{ц}}$ — длина свободно висящей цепи; $H_{\text{ц}}$ — стрела провисания гирлянды:

$$H_{\text{ц}} \approx \frac{1}{2} \sqrt{L_{\text{ц}}^2 - A_{\text{ц}}^2 - D_{\text{вн}}^2 \sin^2 \frac{\alpha_{\text{ц}}}{2}}, \quad (11.16)$$

где $A_{\text{ц}}$ — продольный шаг навески гирлянды (расстояние по образующей печи между точками подвески цепи); $L_{\text{ц}}$ — длина гирлянды; $\alpha_{\text{ц}}$ — центральный угол навески цепи (угол между проекциями прямых, соединяющих точки крепления гирлянды с центром печи, на плоскость, перпендикулярную оси печи):

$$\alpha_{\text{ц}} = \frac{l_{\text{ц.г}}}{\pi D_{\text{вн}}} \cdot 360^\circ,$$

где $l_{\text{ц.г}}$ — расстояние между точками подвески гирлянды по окружности печи.

Коэффициент теплоотдачи в цепной завесе определяют из опытной критериальной зависимости

$$Nu = 0,137 Re^{0,75} \left(\frac{F_{\text{ц}}}{F_{\text{ф.ц}}} \right)^{-0,5},$$

откуда средний коэффициент теплоотдачи в цепной зоне

$$\alpha_r = 0,137 \frac{\lambda_r w_r^{0,75}}{d_{\text{ц}}^{0,25} v_r^{0,75}} \left(\frac{F_{\text{ц}}}{F_{\text{ф.ц}}} \right)^{-0,5},$$

где Re — критерий Рейнольдса; Nu — критерий Нуссельта; $d_{\text{ц}}$ — диаметр тела цепи; w_r — средняя скорость газового потока в цепной зоне; v_r , λ_r — соответственно кинематическая вязкость и теплопроводность газового потока при температуре t , равной

$$t = \Delta t + \frac{t_m^* + t_m}{2}.$$

Аэродинамическое сопротивление печи с цепной завесой, определенной по скорости отходящих газов, рассчитывают по уравнению

$$\Delta P = (\xi_n + \xi_{ц}) \left(\frac{w_r^2 \rho_r}{2g} \right), \quad (11.17)$$

где w_r — скорость отходящих газов, отнесенная к полному сечению печи, м/с; ρ_r — плотность отходящих газов, кг/м³; $\xi_{ц}$ — коэффициент сопротивления цепной завесы: $\xi_{ц} = k F_{ц} / D_{вн}^2$; для свободно висающих цепей $k=0,5$; для гирлянд $k=0,9$; $F_{ц}$ — поверхность цепной завесы, м²; ξ_n — коэффициент сопротивления пустой печи, $\xi_n = 10 \div 30$; для современных мощных печей по практическим данным следует принимать $\xi_n = 20 \div 25$.

При позионном расчете печи можно пользоваться более строгим расчетом аэродинамического сопротивления вращающейся печи с цепной завесой. Полное аэродинамическое сопротивление печи:

$$\Delta P = \Delta P_n + \Delta P_{ц.з.} + \Delta P_{ш.},$$

где ΔP_n , $\Delta P_{ц.з.}$, $\Delta P_{ш.}$ — соответственно сопротивления полной части печи, цепной завесы и загрузочного борта печи (шайбы);

$$\Delta P_n = \varphi \frac{L}{D} \frac{w_r^2 \rho_r}{2g},$$

где φ — коэффициент трения (для футеровки печи $\varphi \approx 0,05$);

$$\Delta P_{ш.} = \left(\frac{F_1}{F_2} + 0,707 \frac{F_1}{F_2} \sqrt{1 - \frac{F_2}{F_1}} \right) \times \frac{w_{о.г}^2 \rho_{о.г}}{2g}.$$

Величина ΔP_n приблизительно равна 5 мм вод. ст., и ею можно пренебречь; величина $\Delta P_{ш.} \approx 10 \div 40$ мм вод. ст.

Сопротивление цепной завесы определяют из экспериментальных графиков (рис. 11.25):

$$\Delta P_{ц.з.} = f \left(\frac{\bar{w}_{ц.з.}^2 \bar{\rho}_{ц.з.}}{2g} \frac{F_{ц.з.}}{D_{вн}^2} \right)$$

или

$$\epsilon_{ц.з.} = \frac{\Delta P_{ц.з.} g}{\bar{w}_{ц.з.}^2 \bar{\rho}_{ц.з.}} = f \left(\frac{F_{ц.з.}}{D_{вн}^2} \right),$$

где $\bar{w}_{ц.з.}$ — средняя скорость газов в цепной зоне без учета ее заполнения материалом, м/с; $\bar{\rho}_{ц.з.}$ — плотность газов, кг/м³; $\bar{\rho}_{ц.з.} = \rho_{о.г} \frac{273}{T}$; $\rho_{о.г}$ — плотность газов при

0° С; $\rho_{о.г} \approx 1,25$ кг/м³; $\bar{T}_1$ — средняя температура газов в цепной завесе, определенная с учетом содержания пыли в газовом потоке, К; $F_{ц.з.}$ — поверхность цепей.

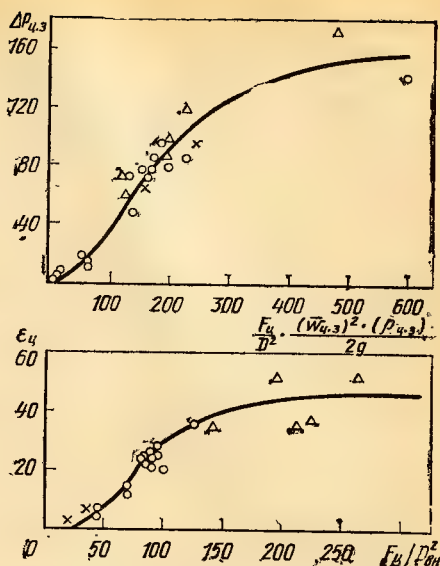


Рис. 11.25. Зависимости для определения коэффициента аэродинамического сопротивления завес

8. Примеры расчетов

Расчет температурного поля в слое окатышей [2, с. 125—126]

Температуру слоя окатышей и теплоносителя по прошествии времени t от начала процесса и на расстоянии (высоте) h от места подвода теплоносителя вычисляют из выражений:

$$t_{ок}^K = t_{ок}^H + \theta_{ок} (t_r^H - t_{ок}^H); \quad (11.18)$$

$$t_r^K = t_{ок}^H + \theta_r (t_r^H - t_{ок}^H), \quad (11.19)$$

где $\theta_{ок}$ и θ_r — относительные температуры окатышей и теплоносителя.

Величины $\theta_{ок}$ и θ_r определяют по номограммам [5, с. 355] в зависимости от критериев места y и времени z , которые удобно представить в виде:

$$y = 0,278 \frac{\alpha_{\Sigma V}}{1000} \frac{h}{c_r W}; \quad (11.20)$$

$$z = \frac{1}{60} \frac{\alpha_{\Sigma V}}{1000} \frac{\tau}{C_{каж} \rho}, \quad (11.21)$$

где $\alpha_{\Sigma V}$ — суммарный объемный коэффициент теплопередачи, ккал/(м³·ч·°С), определяемый из выражения

$$\frac{1}{\alpha_{\Sigma V}} = \frac{1}{\alpha_v} + \frac{R^2}{15(1-\varphi)\lambda}, \quad (11.22)$$

где α_v — коэффициент внешней теплопередачи; $C_{каж}$ — кажущаяся теплоемкость окатышей; $\frac{R^2}{15(1-\varphi)\lambda}$ — внутреннее термическое сопротивление окатышей; R — радиус окатышей, м.

Для определения коэффициента теплопе-

редачи α_v используют выражение вида $Nu = aRe^q$.

Однако эти формулы недостаточно учитывают наличие мелочи в слое и индивидуальные свойства материала. Поэтому в некоторых случаях для определения коэффициента теплопередачи используют формулу

$$\alpha_v = A \frac{\omega^{0,9} T_r^{0,3}}{d^{0,75}} M, \quad (11.23)$$

где A — коэффициент, учитывающий индивидуальные свойства материала (его значение колеблется от 150 до 219, для агломерата $A=174$); M — коэффициент, учитывающий наличие мелочи в слое (при наличии мелочи в количестве 3—7% $M=0,9 \div 0,7$).

Пользуясь формулами (11.18) и (11.19), определяют распределение температур окатышей и теплоносителя по высоте слоя на границах зон.

Расчет процесса обжига окатышей [2, с. 126—128]

Расчет выполняют по элементарным слоям толщиной 100 мм. Исходные данные: температура газов над слоем $t_n = 1100^\circ\text{C}$; температура элементарного слоя окатышей на входе в зону подогрева $t_{ок} = 280^\circ\text{C}$; скорость фильтрации газов $\omega = 0,8$ м/с; диаметр окатышей $d = 0,013$ м; порозность слоя $\varphi = 0,4$; время подогрева $\tau = 3,88$ мин; насыпная масса окатышей $\rho = 2,0$ т/м³.

Объемный коэффициент теплопередачи определяют из следующих выражений: при $Re > 200$

$$\alpha_v = 3,66 (1 - \varphi) \frac{\omega^{0,67}}{d^{1,33}} \left(\frac{T_{г.ср}}{T_0} \right)^{0,67} \frac{\lambda_r}{\nu_r^{0,67}};$$

при $20 < Re < 200$

$$\alpha_v = 0,636 (1 - \varphi) \frac{\omega}{d} \frac{T_{г.ср}}{T_0} \frac{\lambda_r}{\nu_r};$$

$$t_{г.ср} = \frac{1100 + 280}{2} = 690^\circ\text{C};$$

$$Re = \frac{\omega d}{\nu_r} \frac{T_{г.ср}}{T_0} = \frac{0,8 \cdot 0,013}{110 \cdot 10^{-6}} \frac{693}{273} = 330;$$

$$\alpha_v = 3,66 \cdot 0,6 \frac{0,8^{0,67}}{0,013^{1,33}} \left(\frac{963}{273} \right)^{0,67} \times \\ \times \frac{7 \cdot 10^{-2}}{(110 \cdot 10^{-6})^{0,67}} = 45000.$$

Суммарный объемный коэффициент теплопередачи определяют по формуле (11.22):

$$\frac{1}{\alpha_{\Sigma V}} = \frac{1}{45000} + \frac{0,0065^2}{15 \cdot 0,6 \cdot 7 \cdot 10^{-2}};$$

$$\alpha_{\Sigma V} = 34500 \text{ ккал/(м}^3 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C)}$$

Критерии места y и времени z определяют из выражений (11.20), (11.21):

$$y = 0,278 \cdot 34,5 \frac{0,1}{0,8 \cdot 0,36} = 3,33;$$

$$z = \frac{1}{60} \cdot 34,5 \frac{3,88}{0,186 \cdot 2,0} = 5,99.$$

По номограммам Шумана—Будрииа [4] в зависимости от критериев места и времени определяют безразмерные температуры окатышей $\theta_{ок}$ и теплоносителя θ_r .

При $h=0,1$ м и $\tau=3,88$ мин, т. е. к концу зоны подогрева в нижней части элементарного слоя, $y=3,33$ и $z=5,99$, тогда $\theta_{ок}=0,76$ и $\theta_r=0,85$.

Температуру окатышей и теплоносителя в этой точке определяют из выражений (11.18) и (11.19):

$$t_{ок}^k = 280 + 0,76 (1100 - 280) = 900^\circ\text{C};$$

$$t_r^k = 280 + 0,85 (1100 - 280) = 980^\circ\text{C}.$$

При $h=0$ и $\tau=3,88$ мин, т. е. к концу зоны подогрева в верхней части элементарного слоя, $y=0$; $z=5,99$, тогда $\theta_{ок}=0,99$:

$$t_{ок}^k = 280 + 0,99 (1100 - 280) = 1095^\circ\text{C}.$$

При $h=0,1$ м и $\tau=0$, т. е. в начале зоны подогрева в нижней части элементарного слоя, $y=3,33$ и $z=0$, тогда $\theta_r=0,04$:

$$t_r^k = 280 + 0,04 (1100 - 280) = 315^\circ\text{C}.$$

Средняя температура теплоносителя, входящего в последующий элементарный слой окатышей, составит $t_r = (980 + 315)/2 = 450^\circ\text{C}$.

Следующий элементарный слой рассчитывают подобным образом.

Расчет вращающейся печи спекания (шихта нефелино-известняковая; топливо—мазут) [3, с. 193—199]

Ниже приведены исходные данные для расчета:

Длина печи, м	185
Диаметр печи, м	5,0
Внутренняя поверхность футеровки, м ²	2700
Наклон печи, %	3
Частота вращения, об/мин:	
на полном ходу	1,585
» среднем »	1,050
Система навески цепей:	
расстояние от шайбы до начала цепной зоны, м	6,5
длина участка свободно висящих цепей и гирлянд, м	45,7
Диаметр, м:	
прутка овальных цепей	0,025
» крупнозвенных цепей	0,022
Длина, м:	
свободно висящей цепи	3,6
гирлянды	5,5
цепей в цепном коврик	2,7
Число рядов:	
свободно висящих цепей	2
гирлянд с овальными звеньями	33
гирлянд крупнозвенных	12
цепных ковриков	3

Число:

свободно висящих цепей в одном ряду	80
гирлянд в одном ряду	40
цепей в одном коврик	300
Расстояние, м:	
между рядами свободно висящих цепей	0,75
между рядами гирлянд	0,75
между точками подвески гирлянд вдоль оси печи	1,5
Общая поверхность, м ² :	
свободно висящих цепей и гирлянд	2750
цепей (с цепными ковриками)	3375
Общая масса цепей, т	160
Поверхностная плотность навески (на 1 м ² поверхности печи)	4,8
Объемная плотность навески	0,026
Влажность шихты, %	27
П. п. п. шихты, %	28
Удельный расход шихты (на 1 т спека), т	1,4
Низшая теплотворная способность топлива Q_H^p , ккал/кг	9500
Коэффициент избытка воздуха	1,15

Состав топлива следующий, %: 85,6 СР; 11 НР; 0,5 ОР; 0,7 НР; 0,5 СР; 2,0 Н₂ОР.

А. *Определение количества воздуха и продуктов горения*

1. Теоретический расход воздуха на сжигание 1 кг топлива (мазута):

$$V_0^B = 0,089C^P + 0,267H^P + 0,033(S^P + O^P) = 0,089 \cdot 85,6 + 0,267 \cdot 11,0 + 0,33(0,5 + 0,5) = 10,57 \text{ м}^3.$$

2. Практический расход воздуха

$$V_B = \alpha V_0^B = 1,15 \cdot 10,57 = 12,15 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

3. Выход продуктов сгорания:

$$V_{CO_2}^T = 0,0187C^P = 1,6 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$V_{SO_2}^T = 0,007 \cdot S^P = 0,0035 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$V_{N_2}^T = 0,79V_B + 0,008N^P = 0,79 \cdot 12,15 + 0,008 \cdot 0,7 = 9,603 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$V_{H_2O}^T = 0,112H^P + 0,0124H_2O^P =$$

$$= 0,112 \cdot 11,0 + 0,0124 \cdot 2 = 1,255 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$V_{O_2}^T = 0,21(\alpha - 1)V_0^B = 0,21(1,15 - 1,0) \times 10,57 = 0,332 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Общее количество продуктов сгорания $V_{O.r}^T = 12,79 \text{ м}^3/\text{кг}.$

Б. *Определение тепловой мощности печи*

$$Q = 2,6D^{2,5} = 2,6 \cdot 4,5^{2,5} = 110 \cdot 10^6 \text{ ккал/ч}.$$

Окончательно принимает для расчета печи тепловую мощность $Q = 110 \cdot 10^6 \text{ ккал/ч}.$

В. *Распределение воздуха, поступающего на горение (расчет ведется на 1 кг спека).*

1. Предварительно примем: удельный рас-

ход тепла $q = 1080 \text{ ккал}$; удельный расход топлива $G_T^{уд} = q : Q_H^p = 1080 : 9500 = 0,1135 \text{ кг}$; производительность печи по спеку $G = Q : q = 110 \cdot 10^6 : 1080 = 102 \cdot 10^3 \text{ кг/ч}.$

2. Общее количество воздуха, поступающего на горение в печь:

$$V_B^{уд} = G_T^{уд} V_B = 12,15 \cdot 0,1135 = 1,38 \text{ м}^3;$$

$$V_B = V_B^{уд} G = 1,38 \cdot 102 \cdot 10^3 = 141000 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

3. Количество первичного воздуха ($\sim 14\%$ от всего воздуха)

$$V_B^{\text{перв}} = V_B^{\text{перв}} : G = 20000 : 102000 = 0,196 \text{ м}^3.$$

4. Количество воздуха с технологической пылью ($\sim 18\%$ от всего)

$$V_B^{\text{техн}} = V_B^{\text{техн}} : G = 25000 : 102000 = 0,245 \text{ м}^3.$$

5. Количество воздуха с подсосами в горячей головке (5% от всего количества)

$$V_B^{\text{подс}} = 0,05 V_B = 0,05 \cdot 141000 = 7000 \text{ м}^3/\text{ч},$$

или на 1 кг спека

$$V_B^{\text{подс}} = V_B^{\text{подс}} : G = 7000 : 102000 = 0,069 \text{ м}^3.$$

6. Количество воздуха, поступающего из холодильника в печь:

$$V_B^{\text{гор}} = V_B - (V_B^{\text{перв}} + V_B^{\text{техн}} + V_B^{\text{подс}}) = 141000 - (20000 + 25000 + 7000) = 89000 \text{ м}^3/\text{ч},$$

или на 1 кг спека

$$V_B^{\text{гор}} = V_B : G = 89000 : 102000 = 0,88 \text{ м}^3.$$

Г. *Тепловой расчет печи (расчет ведут на 1 кг спека)*

Производительность печи и удельный расход тепла определяют из теплового расчета вращающейся печи по формулам (11.5) и (11.6).

По условиям спекообразования величина G/D^3 не должна превышать для нефелино-известняковой шихты $1250 \text{ кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{ч}).$

1. Теоретический расход сухого сырья

$$G_T^c = \frac{100}{100 - \text{п.п.п.}} = \frac{100}{100 - 28} = 1,39 \text{ кг}.$$

2. Практический расход сухого сырья:

а) потери шихты на безвозвратный пылеунос спековой пыли из холодильника $G_{п.с}^b = 0,0032 \text{ кг}$; в пересчете на шихту $G_{п.с}^b = 0,0032 \cdot 1,39 = 0,0045 \text{ кг}.$

Предварительно принимаем удельный пылеунос из печи $0,3 \text{ кг}$; при коэффициенте полезного действия пылеосадительной системы $\eta = 0,98$ безвозвратный унос с отходящими газами составит

$$G_{уи}^b = (1 - 0,98)0,3 = 0,006 \text{ кг};$$

общие безвозвратные потери шихты

$$[G_{\text{ун}}^6] = G_{\text{п.с}}^6 + G_{\text{ун}}^6 = 0,0045 + 0,006 = 0,010 \text{ кг};$$

б) практический расход сухого сырья

$$G_{\text{пр}}^c = G_{\text{т}}^c + [G_{\text{ун}}^6] = 1,39 + 0,01 = 1,40 \text{ кг}.$$

3. Теплопотребление шихты

$$q_m = G_{\text{пр}}^c \left(415 + \frac{595W}{100 - W} \right) = 1,40 \left(415 + \frac{595 \cdot 27}{73} \right) = 890 \text{ ккал}.$$

4. Тепло воздуха, поступающего в печь на горение:

$$q_v = q^{\text{перв}} + q^{\text{техн}} + q^{\text{подп}} + q^{\text{гор}} = 0,196 \cdot 0,311 + 0,245 \cdot 0,311 + 0,069 \cdot 0,311 + 0,88 \cdot 324 \cdot 575 = 165 \text{ ккал}.$$

или на 1 кг топлива

$$Q_v = q_v : G_{\text{т}}^{\text{уд}} = 165 : 0,1135 = 1450 \text{ ккал}.$$

5. Потери тепла с недожогом, по практическим данным, $q_{\text{нед}} = 15$ ккал:

$$Q_{\text{нед}} = q_{\text{нед}} : G_{\text{т}}^{\text{уд}} = 15 : 0,1135 = 132 \text{ ккал}.$$

$$H = \frac{1}{0,43 \left(\frac{6075}{4,682} \right)^{0,1} + \left(\frac{110 \cdot 10^6}{4,9 \cdot 10^{-8} \cdot 6075 \cdot 2400^4} \right)^{0,5}} = 0,827.$$

6. Потери тепла в окружающую среду через корпус печи, по практическим данным, составляют 10—15 % от общего расхода тепла на спекание. Принимаем $q_{\text{пот}} = 125$ ккал. Эту величину можно рассчитать, исходя из поверхности печи и температуры футеровки:

$$q_{\text{пот}} = 3600S : 102000,$$

где S — поверхность печи; $S = 1,2\pi DL = 1,2 \cdot 3,14 \cdot 5,185 = 3426 \text{ м}^2$ ($1,2$ — коэффициент, учитывающий увеличение поверхности печи за счет бандажей, шестерен, накладок, заклепок и т.п.); 102000 — производительность печи, кг/ч; 3600 — справочный коэффициент потерь тепла с 1 м^2 поверхности печи при толщине футеровки 200 — 250 мм и температуре футеровки 700°C ; определенной как средняя величина из средних температур газа и материала:

$$t_{\text{фут}}^{\text{ср}} = \frac{(45 + 1050) : 2 + (250 + 1500) : 2}{2} \approx 700^\circ \text{C}.$$

Подставляя эти значения в формулу, получим

$$q_{\text{пот}} = 3600 \cdot 3426 : 102000 = 120 \text{ ккал}.$$

7. Теоретическая температура горения (расчет ведут на 1 кг топлива):

а) тепло продуктов сгорания

$$Q_{\text{н}}^p + Q_v - Q_{\text{нед}} = 9500 + 1450 - 132 = 10818 \text{ ккал};$$

б) тепло продуктов сгорания при 2100°C

$$J_1 = 2100 (0,586 \cdot 1,6 + 0,544 \cdot 0,0035 + 0,356 \cdot 9,603 + 0,474 \cdot 1,255 + 0,376 \cdot 0,332) = 10680 \text{ ккал};$$

в) тепло продуктов сгорания при 2200°C

$$J_2 = 2200 (0,586 \cdot 1,6 + 0,544 \cdot 0,0035 + 0,357 \cdot 9,603 + 0,4781 \cdot 1,255 + 0,378 \cdot 0,322) = 11210 \text{ ккал};$$

г) теоретическая температура горения

$$T_{\text{т}} = 2100 + 273 + 100 \frac{10818 - 10680}{11210 - 10680} = 2400 \text{ К}.$$

8. Условная скорость продуктов сгорания

$$\begin{aligned} w_{\text{о.г}}^{\text{т}} &= \frac{v_{\text{о.г}}^{\text{т}} Q}{3600 \cdot 0,785 Q_{\text{н}}^p D^2} = \\ &= \frac{12,79 \cdot 110 \cdot 10^6}{3600 \cdot 0,785 \cdot 9500 \cdot 4,68^2} = 2,39 \text{ м}^*/\text{с}. \end{aligned}$$

9. Степень использования тепла H

$$H = \frac{1}{0,43 \left(\frac{6075}{4,682} \right)^{0,1} + \left(\frac{110 \cdot 10^6}{4,9 \cdot 10^{-8} \cdot 6075 \cdot 2400^4} \right)^{0,5}} = 0,827.$$

10. Удельный расход тепла топлива

$$\begin{aligned} q &= \frac{1}{H} (q_m + q_{\text{пот}}) - q_v + q_{\text{нед}} = \\ &= \frac{1}{0,827} (890 + 125) - 165 + 15 = 1080 \text{ ккал}. \end{aligned}$$

11. Удельный расход топлива

$$G_{\text{т}}^{\text{уд}} = q : Q_{\text{н}}^p = 1080 : 9500 = 0,1135 \text{ кг/кг}.$$

12. Производительность печи по спеку

$$G = Q : q = 110 \cdot 10^6 : 1080 = 102 \cdot 10^3 \text{ кг/ч}.$$

Как видно из расчетов, полученные величины G и q соответствуют принятым.

13. Удельная производительность печи

$$G : D^3 = 102 \cdot 10^3 : 4,5^3 = 1125 \text{ кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{ч}),$$

т.е. $< 1250 \text{ кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{ч})$.

Так как $G/D^3 < 1250 \text{ кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{ч})$, то спекобразование в печи не произойдет.

14. Температура отходящих газов:

а) количество CO_2 , выделяющегося из шихты

$$\begin{aligned} V_{\text{CO}_2}^{\text{ср}} &= \frac{\text{п.п.п.}}{(100 - \text{п.п.п.}) S_{\text{CO}_2}} = \\ &= \frac{28}{(100 - 28) \cdot 1,977} = 0,197 \text{ м}^3, \end{aligned}$$

или на 1 кг топлива

$$V_{CO_2}^c = V_{CO_2}^c : G_T^{уд} = 0,197 : 0,1135 = 1,735 \text{ м}^3;$$

б) количество H_2O , выделяющегося из шихты:

$$V_{H_2O}^c = \frac{G_{np}^c W}{(100 - W) \rho_{H_2O}} =$$

$$= \frac{1,4 \cdot 27}{(100 - 27) 0,804} = 0,643 \text{ м}^3,$$

или на 1 кг топлива

$$V_{H_2O}^c = V_{H_2O}^c : G_T^{уд} = 0,643 : 0,1135 = 5,67 \text{ м}^3.$$

15. Тепло отходящих газов

$$q_M + q_{пот} = q + q_B - q_{нед} - q_{о.г},$$

откуда

$$q_{о.г} = q + q_B - q_{нед} - q_M - q_{пот} =$$

$$= 1080 + 165 - 15 - 890 -$$

$$- 125 = 215 \text{ ккал.}$$

3. Объем отходящих газов

$$V_{о.г} = GG_T^{уд} V_{о.г} = 102 \cdot 10^3 \times$$

$$\times 0,1135 \cdot 20,195 = 233500 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

4. Масса отходящих газов

$$G_{о.г} = \rho_{о.г} V_{о.г} = 1,22 \cdot 233500 = 285000 \text{ кг/ч.}$$

5. Скорость отходящих газов

$$w_{о.г} = \frac{V_{о.г}}{3600 \cdot 0,785 D^2} \frac{273 + t_{о.г}}{273} =$$

$$= \frac{0,233 \cdot 500 (273 + 250)}{3600 \cdot 0,785 \cdot 4,68 \cdot 273} = 7,25 \text{ м/с.}$$

6. Коэффициент заочленения материалом цепной зоны

$$\sin^3 \frac{\Phi}{2} = \frac{G_M \sin \beta}{k_1 1,04 \cdot 10 \pi n \sin \alpha D^3 \rho_H};$$

а) угол β принимаем равным 30° ;

б) коэффициент k_1 определяем по графику, приведенному на рис. 11.25, при $V_{ц}/V_{ц.з} = 0,026 \text{ м}^3/\text{м}^3$; $k_1 = 0,82$;

$$\text{в) } \sin^3 \frac{\Phi}{2} = \frac{102 \cdot 10^3 \frac{100}{100-28} \cdot 0,5}{0,82 \cdot 1,04 \cdot 10 \cdot 3,14 \cdot 1,585 \cdot 0,03 \cdot 4,68^3 \cdot 1200} = 0,448,$$

16. Предварительно принимаем температуру отходящих газов $t_{о.г} = 250^\circ \text{C}$; тепло запыленных газов при этой температуре

$$q_{о.г} = c_T^{уд} \sum V_i c_i t_{о.г} + Q_{пл} c_{пл} t_{о.г} =$$

$$= 1135 \cdot 250 [(1,6 + 1,735) 0,438 +$$

$$+ 0,0035 \cdot 0,459 + 9,603 \cdot 0,311 +$$

$$+ (1,255 + 5,67) 0,633 + 0,322 \cdot 0,321] + 0,3 \times$$

$$\times 0,255 \cdot 250 = 217 \text{ ккал.}$$

откуда центральный угол сегмента, занятого материалом, $\Phi = 99^\circ 48'$.

Коэффициент заполнения печи, соответствующий этому центральному углу, $\Phi = 12\%$.

7. Масса материала, находящегося в цепной зоне:

$$P_M = 0,785 D^2 \varphi L_{ц.з} \rho_H = 0,785 \times$$

$$\times 4,68^2 \cdot 0,12 \cdot 45,7 \cdot 1200 = 113000 \text{ кг.}$$

8. Концентрация пыли (по массе) в газах

$$\mu = 1,92 \cdot 10^{-3} \left(\frac{7,25^2}{9,81 \cdot 4,68} \right)^{1,5} \left[\frac{1,22 \cdot 273}{2600 (273 + 250)} \right]^{0,5} \left(\frac{160,1}{113 \cdot 0,026} \right)^2 = 109.$$

Эта величина $q_{о.г}$ очень близка к рассчитанной выше (215 ккал); следовательно, окончательно принимаем $t_{о.г} = 250^\circ \text{C}$.

Д. Определение пылеуноса из печи

1. Количество отходящих газов на 1 кг топлива

$$V_{о.г} = V_{о.г}^T + V_{CO_2}^c + V_{H_2O}^c = 12,79 +$$

$$+ 1,735 + 5,67 = 20,195 \text{ м}^3.$$

2. Плотность отходящих газов

$$\rho_{о.г} = \frac{\sum V_i \rho_i}{V_{о.г}} = [1,977 (1,6 + 1,735) +$$

$$+ 2,928 \cdot 0,0035 + 1,25 \cdot 9,603 + (1,255 +$$

$$+ 5,67) 0,804 + 1,429 \cdot 0,332] / 20,195 =$$

$$= 1,25 \text{ кг/м}^3,$$

где ρ_i — плотность каждого газа, кг/м^3 ;

9. Количество пыли, уносимой из печи с отходящими газами:

$$G_{п} = \mu G_{о.г} = 0,109 \cdot 285000 = 31000 \text{ кг/ч.}$$

10. Удельный пылеунос (на 1 кг спека)

$$G_{п} : G = 31000 : 102 \cdot 10^3 = 0,304 \text{ кг.}$$

Принятый предварительно удельный пылеунос близок к расчетному и не требует уточнения.

Расчет цепных завес

Ниже приведены исходные данные для расчета цепных завес.

Производительность печи размером 150×3,6 м по сухой шихте	
G_M , т/ч	53,96
Характеристика шихты, %:	
начальное содержание влаги W_1	29,0
конечное содержание влаги (после цепной завесы) W_2	7,6
Содержание в шихте, %:	
п. п. п.	27,5
CO_2	26,0
Температура шихты, °C:	
начальная t'_M	46
конечная t''_M	97
Расход мазута G_T , т/ч	4,43
Коэффициент избытка воздуха α	1,16
Температура отходящих газов t' , °C	180
Диаметр печи в цепной зоне D , м	3,6
Внутренний диаметр $D_{вн}$, м	3,4
Длина цепи $l_{ц}$, м	4,5
Диаметр звена цепи $d_{ц}$, м	0,025
Продольный шаг:	
гирлянд S_2 , м	2,0
навески S_3 , м	1,0
Поперечный шаг гирлянд S_1 , м	1,32
Плотность навески цепей в зоне F_n/F_ϕ	3,7

Состав мазута, %: 3,0 W; 11,3 НР; 85,0 СР; 0,5 SР; 0,6 NР.

А. Определение количества газов, выделяющихся из шихты

1. Всего влаги в шихте на входе в зону

$$G_{H_2O} = \frac{G_M}{100 - W_1} 100 - G_M =$$

$$= \frac{53,96}{100 - 29} 100 - 53,96 = 22,04 \text{ м/ч.}$$

2. Содержание влаги в шихте на выходе из зоны

$$G'_{H_2O} = \frac{G_M}{100 - W_2} 100 - G_M =$$

$$= \frac{53,96}{100 - 7,6} 100 - 53,96 = 4,44 \text{ т/ч.}$$

3. Количество испарившейся влаги на участке

$$G''_{H_2O} = G_{H_2O} - G'_{H_2O} = 22,04 - 4,44 =$$

$$= 17,6 \text{ т/ч.}$$

4. Количество паров H_2O :

а) от испарения всей влаги шихты

$$V_{H_2O} = G_{H_2O} : \rho_{H_2O} = 22\,040 : 0,805 =$$

$$= 27\,397 \text{ м}^3/\text{ч};$$

б) от испарения влаги шихты в зоне

$$V''_{H_2O} = G''_{H_2O} : \rho_{H_2O} = 17\,600 : 0,805 =$$

$$= 21\,863 \text{ м}^3/\text{ч};$$

в) от испарения влаги шихты после выхода ее из зоны

$$V'_{H_2O} = V_{H_2O} - V''_{H_2O} = 27\,397 -$$

$$- 21\,863 = 5516 \text{ м}^3/\text{ч};$$

г) от испарения связанной влаги шихты

$$V'''_{H_2O} = \frac{G_{H_2O}(\text{п. п. п.} - CO_2)}{100\rho_{H_2O}} =$$

$$= \frac{53\,960(27,5 - 26,0)}{100 \cdot 0,805} = 1003 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

5. Количество CO_2 , выделяющегося из шихты при обжиге:

$$V_{CO_2} = \frac{G_M CO_2}{100\rho_{CO_2}} =$$

$$= \frac{53\,960 \cdot 26,0}{100 \cdot 1,98} = 7085 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Б. Определение количества газов, образующихся при сжигании топлива

1. Расход воздуха при сжигании мазута

$$V_B = \frac{G_T}{29,87} [2,67(C^P + 0,375 S^P) + 8H^P] \alpha =$$

$$= \frac{4430}{29,87} [2,67(85 + 0,375 \cdot 0,5) +$$

$$+ 8 \cdot 11,3] 1,16 = 54\,843 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

2. Количество N_2 в продуктах сжигания мазута

$$V_{N_2} = 0,79V_B + \frac{N^P 22,41}{28} = 0,79 \cdot 54\,843 +$$

$$+ \frac{0,6 \cdot 22,41}{28} = 43\,316 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

3. Количество O_2 в продуктах сжигания мазута

$$V_{O_2}^T = \frac{\alpha - 1}{\alpha} V_B \cdot 0,21 =$$

$$= \frac{1,16 - 1}{1,16} 54\,843 \cdot 0,21 = 1588 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

4. Количество CO_2 в продуктах сжигания мазута (считаем, что топливо сгорело полностью)

$$V_{CO_2}^T = 1,87 \frac{C^P}{100} G_T =$$

$$= 1,87 \frac{85,0}{100} 4430 = 7030 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

5. Количество H_2O в продуктах сжигания мазута (влага воздуха, ядущего на горение мазута, не учитывается)

$$V_{H_2O}^T = \frac{G_T}{100} (9H^P + W^P) \left(\frac{22,41}{18} \right) =$$

$$= \frac{4430}{100} (9 \cdot 11,3 + 3,0) \frac{22,41}{18} = 5772 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

В. Расчет количества газов

1. На входе в цепную зону

$$\Sigma V_{вх} = V'_{H_2O} + V''_{H_2O} + V'''_{CO_2} + V_{N_2} + V_{O_2} +$$

$$+ V_{CO_2}^T + V_{H_2O}^T = 5516 + 1003 + 7085 +$$

$$+ 43\,316 + 1588 + 7030 + 5772 =$$

$$= 71\,310 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Состав газов, %: 19,8 CO₂; 63,0 N₂+O₂; 17,2 H₂O.

2. На выходе из цепной зоны

$$\Sigma V_{\text{вых}} = \Sigma V_{\text{вх}} + V_{\text{H}_2\text{O}}'' = 71\,310 + 21\,863 = 93\,173 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Состав газов, %: 15,1 CO₂; 48,2 N₂+O₂; 36,7 H₂O.

3. В середине зоны

$$\Sigma V_{\text{ср}} = \Sigma V_{\text{вх}} + \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}}{2} = 71\,310 + \frac{21\,863}{2} = 82\,242$$

Состав газов, %: 17,2 CO₂; 54,5 N₂+O₂; 28,3 H₂O.

Г. Расчет количества тепла, получаемого материалом и отданного газовым потоком в цепной зоне

1. Количество тепла, пошедшее на нагрев материала:

$$q_1 = G_M C_M (t'_M - t''_M) + G_{\text{H}_2\text{O}} C_{\text{H}_2\text{O}} (t''_M - t'_M) = 53\,960 \cdot 0,21 (97 - 46) + 22\,040 \cdot 1 (97 - 46) = 1\,701\,960 \text{ ккал/ч}.$$

2. Количество тепла, затрачиваемое на испарение и перегрев водяных паров:

$$q_2 = G_{\text{H}_2\text{O}}'' \cdot 539 + V_{\text{H}_2\text{O}}'' c_{\text{H}_2\text{O}}'' (t'_r - t''_r) = 17\,600 \cdot 539 + 21\,863 \cdot 0,45 (180 - 97) = 10\,120\,000 \text{ ккал/ч}.$$

3. Количество тепла, теряемое корпусом печи во внешнюю среду, по практическим данным, $q_3 = 137\,000$ ккал/ч.

4. Количество тепла, полученное материалом в цепной зоне:

$$Q_M = q_1 + q_2 = 1\,701\,960 + 10\,120\,000 = 11\,821\,960.$$

5. Количество тепла, отданное газовым потоком в цепной зоне:

2. Энтальпия газов на входе

$$q_5 = q_4 + Q_{\text{общ}} = 5\,869\,800 + 11\,958\,960 = 17\,828\,760 \text{ ккал/ч}.$$

3. Температура газов на входе

$$t_r'' = \frac{q_5}{C \Sigma V_{\text{вх}}} = \frac{17\,828\,760}{0,369 \cdot 71\,311} = 677^\circ\text{C}.$$

4. Среднегарифмический перепад температуры

$$\Delta T = \frac{(t_r'' - t'_M) - (t'_r - t'_M)}{2,3 \lg \frac{t_r'' - t'_M}{t'_r - t'_M}} = \frac{(677 - 97) - (180 - 46)}{2,3 \lg \frac{677 - 97}{180 - 46}} = 377^\circ\text{C}.$$

5. Средняя температура газового потока в зоне

$$t_{\text{ср}}'' = \Delta T + \frac{t'_M + t'_M}{2} = 306 + \frac{97 + 46}{2} = 377^\circ\text{C}.$$

Е. Определение среднего значения критериев Nu и Re

1. Определение коэффициента заполнения цепной зоны

$$\psi = \frac{4G_M \cdot 100 \cdot 100}{(100 - W) \rho_{\text{ш}} w 60 \pi D^2} \%;$$

$$w = 0,155 D n \lg \beta^{0,7} \left(\frac{F_{\text{п}}}{F_{\text{ф}}} \right)^{-0,5};$$

$$\lg \beta = S_1/S_2 = 1,32/2,0 = 0,66;$$

$$\psi = \frac{4 \cdot 53\,960 \cdot 100 \cdot 100}{(100 - 29) \cdot 0,49 \cdot 1770 \cdot 60 \cdot 3,14 \cdot 3,4^2} = 16\%$$

2. Средняя скорость газового потока

$$w = \frac{\Sigma v_{\text{ср}} 4 \cdot 100}{\pi D^2 \cdot 3600 (100 - \psi)} \left(1 + \frac{t_{\text{ср}}''}{273} \right) = \frac{82\,242 \cdot 4 \cdot 100}{3,14 \cdot 3,4^2 \cdot 3600 (100 - 16)} \times \left(1 + \frac{377}{273} \right) = 7,09 \text{ м/с}.$$

$$Q_{\text{общ}} = q_1 + q_2 + q_3 = 11\,821\,960 + 137\,000 = 11\,958\,960 \text{ ккал/ч}.$$

Д. Определение средней температуры в цепной зоне и среднегарифмического перепада температуры

1. Энтальпия отходящих газов

$$q_4 = \Sigma V_{\text{вых}} C_r t'_r = 93\,174 \cdot 0,35 \cdot 180 = 5\,869\,800 \text{ ккал/ч}.$$

3. Физические характеристики газового потока в среднем сечении зоны

Кинематическую вязкость находим по среднеемному составу газа при 377°C: $\nu = 56,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. Теплопроводность газа также находим по среднеемному составу газа при 377°C: $\lambda = 42,4 \cdot 10^{-3} \text{ ккал/(м} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C)}$.

$$4. Re = \frac{W d_{\text{ц}}}{\nu} = \frac{7,09 \cdot 0,025}{56,8 \cdot 10^{-6}} = 3120.$$

$$5. Nu = 0,137 Re^{0,75} \frac{F_{\pi}}{F_{\phi}} =$$

$$= 0,137 \cdot 3120^{0,75} \cdot 3,7^{-0,5} = 29,8,$$

откуда средний коэффициент теплопередачи в цепной зоне равен $50,5 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \times \text{Ч} \cdot ^\circ\text{C})$.

Глава 12

ПЛАВИЛЬНЫЕ ПЕЧИ

1. Отражательные печи

На заводах цветной металлургии применяют отражательную плавку сырой (подсушенной) и обожженной шихты. Выбор способа плавки зависит от состава перерабатываемых материалов и прежде всего от содержания меди в шихте. Если при плавке необожженной шихты штейны содержат $< 20\%$ Си, то применяют предварительный обжиг шихты.

В состав шихты отражательной плавки входят сульфиды и окислы металлов, породообразующие компоненты, силикаты, карбонаты и другие соединения.

Физико-химические изменения шихты при плавке связаны с действием высоких температур и химическим взаимодействием между твердыми и жидкими продуктами процесса. В нейтральной или слабоокислительной атмосфере в рабочем пространстве печи роль печных газов в химизме процесса незначительна. Высокая температура газов, достигающая в плавильной зоне $1550\text{--}1600^\circ\text{C}$, а в конце печи $1250\text{--}1300^\circ\text{C}$, создает благоприятные условия для диссоциации высших сульфидов, окислов, сульфатов и карбонатов. Реакция диссоциации протекает в основном на откосах печи; там же начинается по мере прогрева шихты взаимодействие между твердыми веществами процесса; оно продолжается и заканчивается в жидкой ванне печи.

Цель отражательной плавки — сульфидирование меди и перевод ее в штейн при одновременном ошлаковании большей части железа. Для отопления отражатель-

ных печей используют угольную пыль, мазут, природный газ с подсветкой или без подсветки мазутом.

Отражательные печи широко применяются при рафинировании меди. Полученную после конвертирования черновую медь подвергают огневому рафинированию. Цель его — удаление примесей и получение плотных анодов для процесса электролитического рафинирования меди. Процесс огневого рафинирования состоит из следующих операций: загрузки черновой меди, расплавления, окисления примесей, скачивания шлака, восстановления (включая дразнение) меди и разливки. Этот процесс зависит от целого ряда факторов — емкости печи, тепловой нагрузки, производительности загрузочных и разливочных устройств и продолжается $16\text{--}24 \text{ ч}$.

Огневое рафинирование черновой меди от примесей основано на различном сродстве металлов к кислороду и малой растворимости большинства окислов примесей в жидкой меди. По сродству к кислороду при 1200°C примеси можно расположить в следующем порядке: цинк, железо, олово, мышьяк, никель, сурьма, свинец, висмут, сера, медь, теллур, селен, серебро, золото. Первые девять элементов имеют большее сродство к кислороду, чем медь.

При окислении жидкой меди путем продувки воздухом происходит реакция $2\text{Cu} + \frac{1}{2}\text{O}_2 = (\text{Cu}_2\text{O})$.

Растворенная закись меди является передатчиком кислорода — окислителем примесей; $(\text{Cu}_2\text{O}) + (\text{Me}_{\text{пр}}) = 2\text{Cu} + (\text{Me}_{\text{пр}}\text{O})$.

Окислы примесей плакуются и удаляются. На практике очередность окисления

ТАБЛИЦА 12.1

ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ СОВРЕМЕННЫХ ОТРАЖАТЕЛЬНЫХ ПЕЧЕЙ, ПРИМЕНЯЕМЫХ В СССР

Предприятие	Год постройки	Размеры рабочего пространства, м			Площадь пола, м ²	Характеристика	
		длина	ширина	высота		свода	лещад
Алмалыкский медный завод	1963	30,0	8,0	3,8	240	Распорно-подвесной из магнезитохромита	Кирпичная магнезитохромитовая
Балхашский горно-металлургический комбинат	1959	30,0	8,0	3,8	240	Арочный из дианса	Кирпичная, диансовая
Норильский горно-металлургический комбинат	1973	30,0	9,2	4,3	276	Подвесной из магнезитохромита	Кирпичная, магнезитохромитовая

примесей не соответствует ряду сродства к кислороду и зависит от растворимости их в меди, концентрации, летучести, количества подаваемого кислорода, образования соединений с медью и других факторов. Поэтому наблюдается совместное окисление примесей, причем окончательного удаления некоторых примесей достичь не удается.

Теория процесса огневого рафинирования разработана А. Н. Вольским. По его расчетам, очистка от железа, никеля и мышьяка осуществляется до 0,001; 0,3 и 0,6 % соответственно.

Восстановление окисленной меди производят различными восстановителями — древесиной, угольной пылью, мазутом, природным газом.

Современная отражательная печь (рис. 12.1, табл. 12.1) — крупнейший металлургический агрегат большой тепловой мощности. Площадь пода печей достигает 240—276 м². Фундамент печей делают в виде бетонной или железобетонной коробки. Для термоизоляции лещади применяют шамотный легковесный, высокоглиноземистый и диатомитовый кирпич, асбозурит и огнеупорную глину. Лещади отражательных печей по конструктивному оформлению и способу выполнения можно подразделить на набивные, набивные литые, литые, кирпичные, а по кислотности огнеупорного материала, из которого они сделаны, на основные и кислые. К основным материалам относятся магнезит, магнетитовая руда или концентрат, доменный и конвертерный шлак, магнезитохромитовый кирпич; к кислым — кварц, отвальный

шлак с высоким содержанием кремнезема и глинозема, динасовый кирпич.

Набивные лещади из кварца и огнеупорной глины широко применяют на металлургических заводах нашей страны. Для набивки лещади используют дробленый кварц или песок, содержащий $\geq 94-98\%$ кремнезема крупностью 2—5 мм. Наиболее надежны в работе основные набивные — литые и кирпичные лещади.

Стены выкладывают на фундаменте. Нижнюю часть, воспринимающую нагрузку от лещади и ванны, делают утолщенной до 1150 мм. Стены в области ванны выполняют в виде откосов; толщина стен над уровнем ванны 460—690 мм, в области отстойной зоны — до 920—1035 мм. Для кладки стен применяют нормальный динасовый, магнезитовый, магнезитохромитовый и хромомагнезитовый кирпич.

Своды отражательных печей по конструктивному оформлению можно подразделить на арочные, распорно-подвесные и подвесные; по применяемому для кладки огнеупорному кирпичу — на кислые, основные и комбинированные. Арочный свод выполняют из динасового кирпича; на некоторых заводах кладку в области загрузочных отверстий делают из магнезитохромита. Распорно-подвесной свод сооружают из магнезитохромитового кирпича, подвесной — из магнезита, магнезитохромита и хромомагнезита. Часто подвесной свод делают комбинированным: переднюю часть — из основного кирпича, заднюю — из высокоглиноземистого.

Наиболее дешевый и наименее трудоемкий — арочный свод из динасового кирпича,

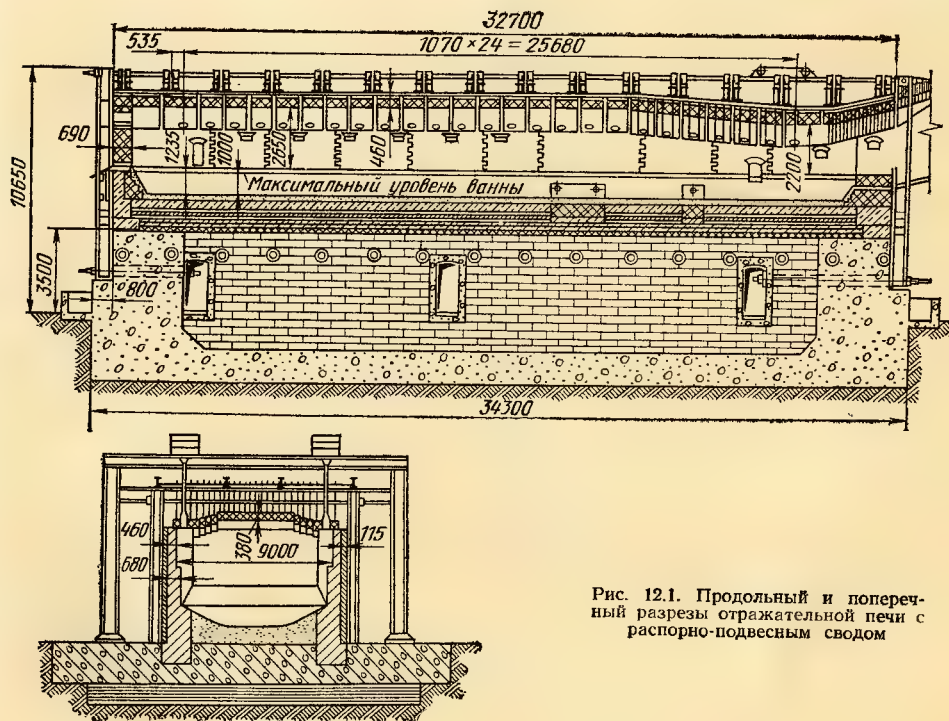


Рис. 12.1. Продольный и поперечный разрезы отражательной печи с распорно-подвесным сводом

но он имеет небольшой срок службы—около 6—12 мес. Кампания магнетитохромитового распорно-подвесного сводов составляет 24—25 мес без горячих и текущих ремонтов, а горячий ремонт кладки в области загрузочных воронок позволяет довести кампанию свода до 3—4 лет. Кампания основного подвесного свода равна несколькими годам, но в течение этого периода производят горячие или текущие ремонты.

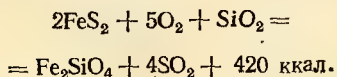
2. Шахтные печи

Различают два основных вида шахтной плавки: 1) восстановительная для переработки окисленных руд и вторичного сырья; 2) окислительная—для сульфидных руд и концентратов.

Окислительную плавку подразделяют на пиритную, полупиритную и медно-серную. Ниже приведены сравнительные показатели шахтной плавки:

	Медно-серная	Полупиритная
Расход кокса, % от массы шихты . . .	8—10	9—10
Удельный пропуск шихты, т/(м ² ·сут) . .	<50	90—120
Десульфуризация, %	85—90	50—80

Пиритная плавка — плавка кускового пирита, ассоциированная с халькопиритом. Поскольку теплопроводная способность шихты велика, то плавку ее ведут с небольшим расходом кокса (2—4% от массы шихты). Содержание серы в руде должно быть $\geq 36\%$ (пирита 70%). В состав шихты входят кварцевый флюс и известняк. Содержание SiO_2 в шлаке $\sim 32\%$. В настоящее время пиритную плавку в чистом виде практически не применяют. Основная реакция процесса пиритной и полупиритной плавки:



Медно-серная плавка характерна тем, что в подготовительной (верхней) зоне печи за счет мелкого кокса происходит восстановление сернистого ангидрида до элементарной серы. Для усовершенствованной плавки применяют герметизированную шахтную печь с двойным колокольным затвором. В качестве восстановителя используют кокс размером 10—25 мм. Температура на уровне сыпи равна 400—500°C. Это позволяет сохранить серу в виде паров, не допуская ее конденсации и окисления.

Окислительную плавку применяют для переработки мышьяковых руд и шпейз (сплавов арсенидов или антимонидов металлов) в металлургии меди, никеля и кобальта.

Методом восстановительной плавки получают свинец, медь, никель, кобальт.

Шахтная плавка цветных металлов характеризуется следующими особенностями:

1. В шахтной печи перерабатывается только кусковой или окускованный материал—руды, агломерат, флюсы, оборотные полупродукты.

2. Топливом для шахтной плавки служит кокс, для пиритной и полупиритной—сульфиды железа шихты. Горение кокса и сульфидов в шахтной печи происходит внутри шихты.

3. Наивысшая температура в шахтной печи развивается в зоне наиболее интенсивного горения углеродистого топлива или сульфидов—в так называемом фокусе печи, который обычно создается в области несколько выше фурм и имеет различное распространение по высоте печи в зависимости от характера плавки и физических свойств проплавляемых материалов.

Наиболее низкая температура характерна для верхней части шахтной печи—на уровне загрузки шихты, где из печи выходят отработанные газы. Таким образом, поступившая в печь шихта при движении вниз проходит область рабочего пространства с довольно широким диапазоном температур—от 200 до 600°C (на уровне загрузки) и до 1300—1500°C (в фокусе печи).

Из области внутреннего горна жидкие продукты плавки выпускаются нагретыми до 1200—1300°C.

4. Реакции шахтной плавки распределяются по высоте печи так: эндотермические—реакции диссоциации развиваются преимущественно в верхней части печи; экзотермические—реакции горения, шлакообразования и др.—в основном в нижней части печи. Такое распределение реакций способствует концентрации фокуса печи и препятствует растяжению зоны высоких температур, которое неизбежно привело бы к нарушению нормального хода плавки.

Шахтная печь (рис. 12.2) представляет собой металлургический агрегат, имеющий вертикальную шахту круглой или прямоугольной формы, в которую сверху через колошник загружается шихта, состоящая из руды (концентратов), флюса и топлива.

Ширина современной шахтной печи для плавки сульфидных руд изменяется в довольно узких пределах—1,0—1,7 м между двумя противоположными фурмами. Ширина печи в области фурм $\leq 1,7$ м, которая необходима для обеспечения прочности слоя шихты над фурмами.

Эффективная высота печи, т. е. расстояние от плоскости фурм до уровня загрузки, равна 4—6 м. В большинстве случаев при полупиритной и пиритной плавках общая высота печи от лежачи до уровня загрузки составляет 5,2—5,5 м. Изменение высоты шахтной печи в пределах 4—6 м зависит от следующих факторов:

а) характеристики плавки: для восстановительной плавки и для усовершенствованной пиритной плавки необходимы более

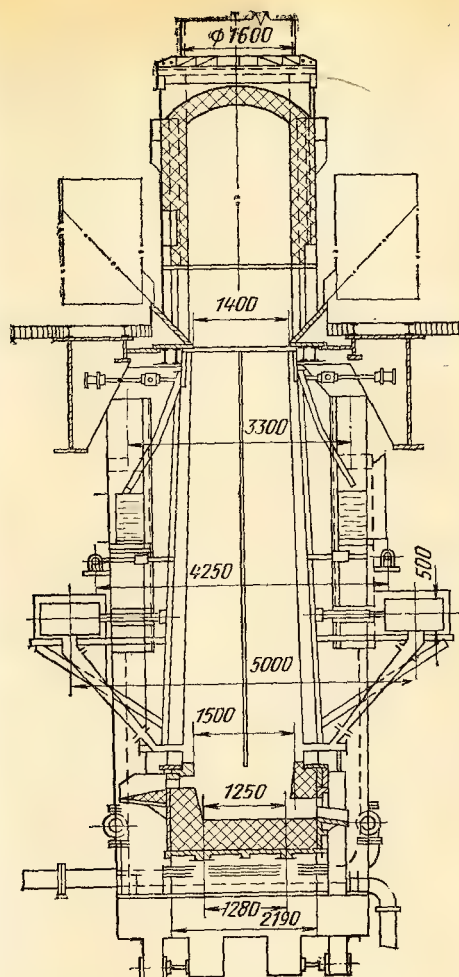


Рис. 12.2. Поперечный разрез шахтной печи

высокие печи, чем для плавки полупиритной и пиритной;

б) состава и характера шихты: крупнокусковую шихту можно плавить в высоких печах, мелкую — в низких; шихту, богатую железом, при восстановительной плавке необходимо плавить в низких печах и т. д.;

в) характера и качества окислованных материалов: при плавке агломерата печь может быть выше, чем при плавке брикетов;

г) вида топлива и др.

При более или менее постоянной ширине производительность печи определяется ее длиной, которая может меняться в широких пределах — от 2—3 до 20 м и более.

Концевые стенки шахтной печи, как правило, устанавливают вертикально, боковые при одном ряде кессонов — наклонно от колошника к лещади, при двух рядах кессонов — верхние боковые — вертикально, нижние — наклонно. Соотношение между шириной печи на уровне загрузки и шириной в области фурм изменяется от 1,3:1

до 1,71:1. В печи для усовершенствованной пиритной плавки это соотношение составляет 2:1. Расширение печи вверх и сужение книзу обеспечивают замедление скорости движения печных газов и схода шихты и таким образом содействуют более полной отдаче тепла и меньшему уносу мелочи.

Глубина внутреннего горна шахтной печи составляет 0,9—1,0 м.

Шахтную печь сооружают на бетонном фундаменте высотой 0,6—2—3 м. Шахту печи располагают иногда на фундаменте, а чаще на небольших чугунных подставках или домкратах, поставленных на бетонный фундамент. Во втором случае основанием внутреннего горна печи и его пода служат рифленные чугунные плиты, которые укладывают на домкраты или подставки и скрепляют один с другим болтами.

Под и боковые стенки внутреннего горна футеруют огнеупорным кирпичом, при богатых штейнах и кислых шлаках — динасовым кирпичом, при медных штейнах и основных шлаках — магнезитовым кирпичом.

Толщина футеровки пода составляет обычно 250—300 мм, иногда несколько больше. Концевые стенки горна печи футеруют в один кирпич на высоту до уровня фурм.

Шахта печи состоит из отдельных кессонов, соединенных болтами и прочно поддерживаемых на месте специальным креплением.

При плавке медных руд применяют два способа отвода газов из печи: выше уровня загрузки шихты — через специальное подколошниковое устройство и ниже уровня загрузки — через каналы в боковой стенке печи. Второй способ применяют при усовершенствованной пиритной плавке, когда колошниковые газы поступают на специальную переработку. При обычных пиритной и полупиритной плавках, как правило, газы отводятся через верхнее колошниковое устройство шатрового типа.

Колошник представляет собой металлический каркас, выложенный огнеупорным кирпичом. Применяют два типа металлического каркаса колошника: из пустотелых чугунных колонн, связанных продольными пустотелыми балками, и из клепаных или сварных балок и уголков.

Передний горн — обязательный элемент шахтной печи, работающий с непрерывным выпуском жидких продуктов плавки. Он служит отстойником и своеобразным коллектором штейна, наличие которых обеспечивает бесперебойную работу конвертеров.

Объем переднего горна зависит от производительности шахтной печи, числа и состава продуктов плавки. Глубина переднего горна составляет 1,3—1,5 м, внутренняя ширина 2,5—4,8 м, длина — в зависимости от общего объема горна.

Ниже приведена характеристика шахтных печей * № 1—3:

* Стены печей имеют испарительную систему охлаждения.

	№1	№2	№3
Площадь печи на уровне фурм, м ² . . .	24,77	20,0	20,0
Ширина печи на уровне фурм, м	1,7	1,6	1,4
Ширина печи у колошника, м	1,4	1,6	1,6
Высота, м:			
печи от лещади до колошника . . .	6,8	6,0	7,0
шахты печи	6,06	4,7-5,2	5,0
шатра	4,15	3,5-3,7	3,0
Тип фурм	Круглые	Круглые	Щелевидные
Размер фурм, мм . . .	Диам. 200	Диам. 270, 1200×100	1176×80
Число фурм, шт. . . .	34—36	28—32	16
Среднесуточный съем пара с печи, т	230	145	145
Давление дутья, мм вод. ст.	1800—2000	1100—1200	600—700
Средний расход воздуха на 1 м ² сечения печи в области фурм, м ³ /мин	65	55	45
Расход воды на грауляцию шлака, м ³ /т	30	30	28,6

3. Методика расчетов

Расчет тепловой работы печных агрегатов
Определение теплотехнических показателей работы печных агрегатов позволяет вскрыть имеющиеся резервы повышения производительности и экономичности работы печей.

Основной критерий тепловой работы — тепловой баланс. Составление теплового баланса печи позволяет определить потери тепла и наметить мероприятия по снижению норм удельного расхода топлива, совершенствованию теплового режима и отдельных конструктивных элементов или агрегатов в целом.

Тепловой баланс печи составляют за 1 ч работы. Отсчет температур при составлении балансов тепла удобнее принять от 0°С.

В приходной части учитывают химическое и физическое тепло топлива и физическое тепло воздушного дутья, а также химическое тепло шихты и тепло, выделяющееся за счет электроэнергии.

В расходную часть включают: тепло, воспринятое материалами в печи, потери тепла с уходящими из печи продуктами сгорания топлива, потери тепла с химическим и механическим недожогом топлива и потери в окружающую среду через ограждающие поверхности.

Уравнение баланса тепла можно представить в виде

$$BQ_{\text{н}}^{\text{р}} + Q_{\text{ф.т}} + Q_{\text{ф.в}} + Q_{\text{х.ш}} + Q_{\text{эз}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5,$$

где $BQ_{\text{н}}^{\text{р}} + Q_{\text{х.ш}} + Q_{\text{эз}}$ — тепловая нагрузка печи, ккал/ч; $BQ_{\text{н}}^{\text{р}}$ — тепло горения топлива, ккал/ч; B — часовой расход топлива, кг; $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ — низшая теплотворная способность топлива, ккал/кг; $Q_{\text{ф.т}}$ — физическое тепло топлива, ккал/ч; $Q_{\text{ф.в}}$ — физическое тепло поступающего в печь воздуха, ккал/ч; $Q_{\text{х.ш}}$ — химическое тепло шихты, ккал/ч; $Q_{\text{эз}}$ — тепло, выделяющееся за счет электроэнергии, ккал/ч; Q_1 — тепло, воспринятое материалами в печи, ккал/ч; Q_2, Q_3, Q_4, Q_5 — соответственно потери тепла с уходящими из печи дымовыми газами, с химическим и механическим недожогом топлива и кладкой печи, ккал/ч.

Химическое тепло шихты определяется произведением ее расхода G , кг/ч, на теплотворную способность $Q_{\text{ш}}^{\text{р}}$, ккал/кг: $Q_{\text{х.ш}} = GQ_{\text{ш}}^{\text{р}}$.

Формулы для расчета теплотворной способности шихты и примеры приведены выше.

Тепло, выделяющееся за счет электроэнергии: $Q_{\text{эз}} = \eta UI \sqrt{3} / 860$, где η — к. п. д. печного трансформатора; U — напряжение на электродах, В; I — сила тока, А.

Введя понятие термического к. п. д. печи, величина которого представляет отношение тепла, воспринятого шихтой и ванной, к тепловой нагрузке, уравнение теплового баланса печи можно представить относительно величины к. п. д.:

$$\eta_{\text{т}} = 1 + q_{\text{ф.т}} + q_{\text{ф.в}} - q_2 - q_3 - q_4 - q_5.$$

Здесь $\eta_{\text{т}}$ — к. п. д. печи, $\eta_{\text{т}} = Q_1 / (BQ_{\text{н}}^{\text{р}} + Q_{\text{х.ш}} + Q_{\text{эз}})$; $q_{\text{ф.т}}$ — тепло, которое внесено в печь с подогретым топливом и выражено в долях от тепловой нагрузки, $q_{\text{ф.т}} = Q_{\text{ф.т}} / (BQ_{\text{н}}^{\text{р}} + Q_{\text{х.ш}} + Q_{\text{эз}})$; $q_{\text{ф.в}}$ — тепло, внесенное в печь с подогретым воздушным дутьем, выраженное в долях от тепловой нагрузки, $q_{\text{ф.в}} = Q_{\text{ф.в}} / (BQ_{\text{н}}^{\text{р}} + Q_{\text{х.ш}} + Q_{\text{эз}})$; q_2 — относительная потеря тепла с уходящими из печи газами, $q_2 = Q_2 / (BQ_{\text{н}}^{\text{р}} + Q_{\text{х.ш}} + Q_{\text{эз}})$; q_3 — относительная потеря тепла с химическим недожогом топлива, $q_3 = Q_3 / (BQ_{\text{н}}^{\text{р}} + Q_{\text{х.ш}} + Q_{\text{эз}})$; q_4 — то же с механическим недожогом топлива, $q_4 = Q_4 / (BQ_{\text{н}}^{\text{р}} + Q_{\text{х.ш}} + Q_{\text{эз}})$; q_5 — относительная потеря тепла кладкой печи, $q_5 = Q_5 / (BQ_{\text{н}}^{\text{р}} + Q_{\text{х.ш}} + Q_{\text{эз}})$.

Величины, входящие в уравнение теплового баланса печи, характеризуют: $q_{\text{ф.т}}$, $q_{\text{ф.в}}$ — регенерацию тепла уходящих газов, если подогрев воздушного дутья и топлива (мазута и газа) производится за счет тепла уходящих газов; q_2 — температурный режим плавки и частично дутьевой режим; q_3, q_4 — эффективность сжигания топлива в печи и, в частности, совершенство горелочных устройств и дутьевого режима; q_5 — конструктивные особенности печи, определяющие потери тепла кладкой.

Методы определения балансовых величин

Физическое тепло топлива, выраженное в долях от тепловой нагрузки печи, равно

$$q_{ф.т} = \frac{0,5 B_M t_M}{B_M Q_{н.м}^p + Q_{х.ш} + Q_{эв}},$$

где t_M — температура подогрева мазута, °C; 0,5 — теплоемкость мазута, ккал/(кг·°C).

Для пылеугольного топлива можно полагать $q_{ф.т} = 0$.

При использовании комбинированного топлива

$$q_{ф.т} = \frac{B_M c_M t_M + V_T c_T t_T}{\sum_i B_i Q_{ни}^p + Q_{х.ш} + Q_{эв}},$$

где B_M — расход мазута, кг/ч; V_T — расход газообразного топлива, м³/ч; c_M — теплоемкость мазута, ккал/(кг·°C); c_T — теплоемкость газа, ккал/(м³·°C); t_T — температура подогрева газа, °C; B_i , $Q_{ни}^p$ — расход и теплотворная способность жидкого и газообразного топлива.

Физическое тепло воздушного дутья. Тепло, внесенное в печь с подогретым воздушным дутьем, подсчитывают по уравнению

$$q_{ф.в} = \frac{V_1 c_1 t_1 + V_2 c_2 t_2 + V_3 c_3 t_3}{\sum_i B_i Q_{ни}^p + Q_{х.ш} + Q_{эв}},$$

где V_1 , V_2 и V_3 — действительный объем первичного, вторичного и третичного воздуха, м³/ч; c_1 , c_2 и c_3 — средние теплоемкости воздуха первичного, вторичного и третичного, соответствующие действительным температурам подогрева, ккал/(м³·°C); t_1 , t_2 и t_3 — температура подогрева воздуха первичного, вторичного и третичного перед горелочными устройствами, °C.

Общее количество сухого воздушного дутья, теоретически необходимого для сжигания топлива, составляет: для твердого или жидкого, м³/кг: $V^0 = 0,0889(C^p + 0,375 S_{ор+к}^p) + 0,265 H^p - 0,0333 O^p$, для газообразного, м³/м³: $V^0 = 0,0476[0,5 CO + 0,5 H_2 + 1,5 H_2S + \Sigma(m+n/4) C_m H_n - O_2]$, или с учетом расхода топлива $V_d^0 = B V^0$ или $V_d^0 = V_T V^0$, где B и V_T — расход твердого или жидкого и газообразного топлива соответственно, кг/ч и м³/ч; C^p , $S_{ор+к}^p$, H^p , O^p — содержание углерода, серы (органическая и колчедан), водорода и кислорода в твердом или жидком топливе на рабочую массу, %; CO , H_2 , H_2S , $C_m H_n$, O_2 — содержание соответствующих компонентов в газообразном топливе, %.

С учетом влаги воздушного дутья его объем увеличивается на величину, м³/ч, $1,244 \cdot d \cdot V_d$, где d — влажность воздуха,

$d = 10$ г/м³; V_d — действительный объем дутья, м³/ч, $V_0 = \alpha V_d^0$, где α — коэффициент избытка воздуха.

При обогащении дутья кислородом общее количество обогащенного дутья $V_{о.д} = V_d 0,21/D$, а количества технического кислорода и воздушного дутья соответственно:

$$V_{т.к} = V_d [0,21/(0,95 - 0,21)] (1 - 0,21/D) = 0,284 V_d (1 - 0,21/D);$$

$$V_d^* = V_d [0,21/(0,95 - 0,21)] (0,95/D - 1) = 0,284 V_d (0,95/D - 1),$$

где D — степень обогащения дутья кислородом, доли ед.; 0,95 — объемная доля кислорода в техническом кислороде; V_d — количество дутья без обогащения его кислородом.

Количество технологического дутья определяют по материальному балансу процесса. Примеры материального баланса процесса приведены выше.

Если m_{O_2} — масса кислорода, кг, необходимого для переработки 100 кг шихты, то количество технологического дутья при производительности G , т/ч, равно, м³/ч: $V_{т.д} = 33,33 m_{O_2} G$. При работе на техническом кислороде, м³/ч: $V_{т.д} = 7,37 m_{O_2} G$.

При обогащенном дутье со степенью обогащения D количества воздуха и технического кислорода соответственно, м³/ч:

$$V_{т.д}^к = \frac{7 m_{O_2} G}{0,95 - 0,21} \cdot \left(1 - \frac{0,21}{D}\right);$$

$$V_{т.д}^в = \frac{7 m_{O_2} G}{0,95 - 0,21} \cdot \left(\frac{0,95}{D} - 1\right).$$

Общее количество обогащенного технологического дутья, м³/ч: $V_{т.д} = 7 m_{O_2} G/D$.

Потери тепла с уходящими газами определяют по известным количествам, теплоемкости компонентов и температуре, ккал/ч:

$$Q_2 = V_{у\kappa} \sum_i r_i c_i t_i,$$

$$\text{или } Q_2 = V_{су\kappa} \sum_i r_i c_i t_i + V_{H_2O} c_{H_2O} t_i,$$

где $V_{у\kappa} = V_{су\kappa} + V_{H_2O}$ — общее количество уходящих газов, м³/ч; $V_{су\kappa}$ — количество сухих уходящих газов, м³/ч; V_{H_2O} — количество водяных паров в уходящих газах, м³/ч; r_i , c_i — содержание влажных и сухих уходящих газов, доли; c_j , c_i — теплоемкость компонентов, ккал/(м³·°C); t — температура уходящих газов, °C.

Температуру и состав уходящих газов определяют непосредственными замерами на выходе из печи.

Количество сухих отходящих газов определяют по балансу углерода: $V_{су\kappa} = V_{CO_2} + CO/(r_{CO_2} + r_{CO})$, где r_{CO_2} , r_{CO} — содержание CO_2 и CO в уходящих газах соответственно, доли.

Количество CO_2 и CO в уходящих газах складывается из количества этих газов, выделившихся при горении топлива, а так-

же при разложении карбонатов и окислении углерода шихтовых материалов, если в них содержится углерод:

$$V_{\text{CO}_2+\text{CO}} = V_{\text{CO}_2+\text{CO}}^{\text{T}} + V_{\text{CO}_2+\text{CO}}^{\text{III}} + V_{\text{CO}_2}^{\text{кар}};$$

$$V_{\text{CO}_2+\text{CO}}^{\text{III}} = 1,867 G_{\text{T}} r_{\text{C}},$$

где G_{T} — расход шихты, кг/ч; r_{C} — содержание в шихте углерода, доли; $V_{\text{CO}_2}^{\text{кар}} = 0,224 Gr_{\text{MeCO}_3}$, где r_{MeCO_3} — содержание в шихте карбонатов, доли.

Для твердого или жидкого топлива: $V_{\text{CO}_2+\text{CO}}^{\text{T}} = 1,867 Br_{\text{C}}^{\text{T}}$, где B — расход топлива, кг/ч; r_{C}^{T} — содержание в топливе углерода, доли.

Для газообразного топлива $V_{\text{CO}_2+\text{CO}}^{\text{T}} = V_{\text{r}} \sum_m m r_{\text{C}_m \text{H}_n}$, где V_{r} — расход газообразного топлива, м³/ч; $r_{\text{C}_m \text{H}_n}$ — содержание углеводов в топливе по компонентам m и n , доли.

Для комбинированного топлива

$$V_{\text{CO}_2+\text{CO}}^{\text{T}} = V_{\text{CO}_2+\text{CO}}^{\text{ж.т}} + V_{\text{CO}_2+\text{CO}}^{\text{т.т}} + V_{\text{CO}_2+\text{CO}}^{\text{г.т}}$$

Количество водяных паров в уходящих газах складывается из водяных паров, образующихся при горении топлива, водяных паров, выделившихся при сушке или разложении шихтовых материалов, и водяных паров, связанных с начальной влажностью топлива и воздушного дутья:

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{T}} + V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{III}} + V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{K}}.$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{III}} = 1,244 Gr_{\text{H}_2\text{O}},$$

где $r_{\text{H}_2\text{O}}$ — содержание влаги в шихте, доли.

Количество водяных паров, перешедших в уходящие газы из воздушного дутья, с учетом присосов воздуха в печи, м³/ч:

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{B}} = 1,244 d V_{\text{сух}} 10^{-3} \frac{r_{\text{N}_2}}{0,79},$$

где d — влажность воздушного дутья, г/м³; r_{N_2} — содержание азота в уходящих газах, доли.

Для твердого или жидкого топлива

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{T}} = B (1,244 r_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{T}} + 11,2 r_{\text{H}}^{\text{T}}),$$

где $r_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{T}}$ — содержание влаги в топливе, доли; r_{H}^{T} — содержание водорода в топливе, доли.

$GrPr$	$1 \cdot 10^{-4} - 1 \cdot 10^{-3}$	$1 \cdot 10^{-3} - 5 \cdot 10^2$	$5 \cdot 10^2 - 2 \cdot 10^7$	$2 \cdot 10^7 - 1 \cdot 10^{13}$
c	0,50	1,18	0,54	0,135
n	0	1/8	1/4	1/3

Для газообразного топлива

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{T}} = V_{\text{r}} \sum_n \frac{n}{2} r_{\text{C}_m \text{H}_n}.$$

Потери тепла от химической неполноты горения топлива

определяют при наличии в уходящих газах горючих компонентов, ккал/ч:

$$Q_3 = V_{\text{сух}} \sum_i r_i Q_{\text{нл}}^{\text{P}},$$

где r_i и $Q_{\text{нл}}^{\text{P}}$ — объемная доля и теплотворная способность i -того горючего компонента.

Наиболее распространенное содержание окиси углерода в уходящих газах: $Q_3 = 3020 V_{\text{сух}} r_{\text{CO}}$.

Потери тепла от механического недожога определяют только при использовании твердого топлива, ккал/ч:

$$Q_4 = 7800 \Delta C,$$

где ΔC — недожог углерода, кг/ч.

Величину ΔC определяют по балансу

$$\Delta C = Br_{\text{C}}^{\text{T}} + Gr_{\text{C}} - [(V_{\text{CO}_2+\text{CO}} - V_{\text{CO}_2}^{\text{кар}}) / 1,867],$$

или

$$\Delta C = Br_{\text{C}}^{\text{T}} + Gr_{\text{C}} - [V_{\text{сух}} (r_{\text{CO}_2} + r_{\text{CO}}) - V_{\text{CO}_2}^{\text{кар}} / 1,867].$$

Потери тепла в окружающую среду. Абсолютные потери тепла через тепловые ограждения печи определяют по уравнению, ккал/ч:

$$Q_5 = Q_{\text{бст+свод}} + Q_{\text{бпод}}.$$

Для стен и свода

$$Q_{\text{бст+свод}} = C \left[\left(\frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{ок}}}{100} \right)^4 \right] F + \alpha_{\text{K}} (t_{\text{ст}} - t_{\text{ср}}) \bar{F}. \quad (12.1)$$

Здесь: $T_{\text{ст}}$, $T_{\text{ок}}$ — температуры внешней поверхности кладки и окружающего воздуха, К; определяют непосредственным замером; C — коэффициент излучения кладки; для кирпичной кладки $C=4,8$ и для металлических плит $C=4,3$ ккал/(м² · ч · К⁴); F — поверхность тепловых ограждений, м²; α_{K} — коэффициент конвективной теплоотдачи от стенки к воздуху, определяемый по уравнению: $\alpha_{\text{K}} l / \lambda = Nu = C (Gr Pr)^n$, где l — характерный размер, м (высота вертикальных стен или меньшая сторона горизонтальных); Gr — критерий Грасгофа, $Gr = [g \beta l^3 (t_{\text{ст}} - t_{\text{ок}})] / \nu^2$; Pr — критерий Прандтля, $Pr = \nu / a$; c , n — коэффициенты, определяемые по величине произведения $Gr Pr$:

λ , ν — коэффициенты теплопроводности, ккал/(м · ч · °С), и кинематической вязкости среды, м²/с, при $t = (t_{\text{ст}} + t_{\text{ок}}) / 2$; β — коэффициент объемного расширения, °С⁻¹, $\beta = 1 / (273 + t_{\text{ок}})$; g — ускорение свободного падения, $g = 9,81$ м/см²; a — коэффициент температуропроводности среды, м²/ч.

Потери тепла через под печи, ккал/ч, определяют по уравнению: $Q_{\text{под}} = 1/R(t_{\text{вн}} - t_{\text{п}})F_{\text{под}}$, где $t_{\text{вн}} = t_{\text{шт}}$ — температура внутренней поверхности подины, замеряемая по температуре штейна, °C; $t_{\text{п}}$ — температура наружной поверхности подины, замеряемая термометрами, заложенными на границе фундамент — подина печи, °C; $F_{\text{под}}$, R — площадь, м², и тепловое сопротивление подины, 1/(м² · °C).

При наличии водоохлаждаемых поверхностей потери тепла с охлаждающей водой, ккал/ч, определяют по расходу и энтальпии воды: $Q_{\text{св}} = G_{\text{св}}(t_2 - t_1)$, где $G_{\text{св}}$ — расход воды через кессон или группу кессонов, кг/ч; $c_{\text{в}}$ — теплоемкость воды, ккал/(кг · °C); t_1 , t_2 — температура воды на входе и выходе из кессона, °C.

В этом случае потери тепла конвекцией и излучением от кессонированной поверхности достаточно малы по сравнению с $Q_{\text{св}}$, поэтому ими можно пренебречь, и $Q_5 = Q_{\text{св}}$.

В общем случае величину удельного тепловосприятия водоохлаждаемых кессонов металлургических агрегатов можно принять равной в зависимости от толщины футеровки или гарнисажа, Мкал/(м² · ч):

1. Кислородно-взвешенная циклонная электротермическая плавка (КИВЦЭТ): медные кессоны шлакового пояса 40—50; кессоны штейновой зоны чугунные 5; кессоны перегородки между плавильной и электротермической зонами 115—155; кессоны перегородки между газовой и факельной зонами 50—70; кессоны боковых стен плавильной зоны 15—20; кессоны горелочные 40—50.

2. Плавение в жидкой ванне (ПЖВ): кессоны боковых стен, исключая фурменные 50—70; торцовые кессоны со стороны шлакового сифона 50—90; торцовые кессоны со стороны штейнового сифона 25—75; угловые кессоны 3—5; фурменные кессоны 20—35.

3. Кислородно-факельная плавка (КФП): закладные кессоны 40—150.

При испарительном охлаждении части поверхности потери тепла с паром, ккал/ч: $Q_{\text{ш}} = kD[x(H'' - H') + (1 + p)H']10^3$, где D — паропроизводительность, т/ч; x — степень сухости пара, для сухого насыщенного пара $x = 1$; H'' и H' — энтальпии пара и поступающей воды при давлении в СИО, ккал/кг; p — продувка, принимаемая в зависимости от давления в системе и качества питательной воды; $k = 1,05 \div 1,1$.

$$\left(\frac{T_{\text{г}}}{100}\right)^4 = \sqrt{\left[\left(\frac{T_{\text{г}}^{\text{нач}}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{\text{м}}}{100}\right)^4\right] \left[\left(\frac{T_{\text{г}}^{\text{кон}}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{\text{м}}}{100}\right)^4\right] + \left(\frac{T_{\text{м}}}{100}\right)^4}, \quad (12.3)$$

При отсутствии теплоизоляции общие потери в окружающую среду от поверхности с испарительным охлаждением: $Q_5 = Q_{\text{ш}} + Q_{\text{швл}} + Q_{\text{шкв}}$, где $Q_{\text{швл}} + Q_{\text{шкв}}$ — подсчитывают по уравнению (12.1).

Расчет отражательных рудоплавильных печей

В расчете этого типа печей определяют следующие важнейшие характеристики.

1. Теплопотребление шихты $q_{\text{пл}}$, ккал/т:

$$q_{\text{пл}} = \Sigma q_3 + \Sigma q_4 - (\Sigma q_1 + \Sigma q_2), \quad (12.2)$$

где Σq_1 и Σq_3 — энтальпии исходных материалов и продуктов переработки, ккал; Σq_2 и Σq_4 — тепло экзотермических и эндотермических реакций, ккал.

2. Расход топлива X , т/ч, рассчитывают по формуле, выведенной на основе анализа теплового баланса отражательных печей:

$$X = \frac{Aq_{\text{пл}}}{\tau(800Q_{\text{н}}^{\text{р}} + 310V_{\text{в}}t_{\text{в}} - 330V_{\text{г}}t_{\text{отх.г}})}$$

где A — производительность печи по шихте, т/сут; τ — время работы печи, ч/сут; $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ — теплотворная способность топлива, ккал/кг; $V_{\text{в}}$ и $V_{\text{г}}$ — удельное количество воздуха и газов на 1 кг топлива, м³/кг; $t_{\text{в}}$ и $t_{\text{отх.г}}$ — температура воздуха и отходящих газов из печи, °C.

3. Для расчета теплообмена в рабочем пространстве отражательной печи необходимо знать хотя бы приближенно основные ее размеры, м: ширину B , длину L , высоту H , стрелу свода h_1 , высоту стенок, не закрытую шихтой, h_2 , высоту откосов шихты над ванной h_3 , глубину ванны h_4 .

Предварительные размеры печи, м², определяют по формуле: $F = A/a$, где A — общая производительность печи по количеству перерабатываемых материалов, т/сут; a — удельная производительность печи по перерабатываемым материалам, т/(м² · сут).

4. Тепловую нагрузку эффективной поверхности шихты и ванны $q_{\text{сум}}$, ккал/(м² · ч), определяют расчетом теплообмена в плавильной зоне отражательной печи. Вначале рассчитывают значение всех величин, от которых зависит процесс теплообмена. Степень развития кладки

$$\omega = \frac{\sqrt{B_2 + 5,34h_1^2 + 2h_2}}{\frac{2h_3}{\sin \alpha} + B - 2h_3 \operatorname{ctg} \alpha},$$

где α — угол естественного откоса шихты в печи, град.

Средняя температура газов в плавильной зоне $T_{\text{г}}$, К, по формуле геометрического усреднения

где $T_{\text{г}}^{\text{нач}}$ и $T_{\text{г}}^{\text{кон}}$ — начальная и конечная температуры газов в плавильной зоне, К; $T_{\text{м}}$ — средняя температура поверхности шихты и ванны, К.

Эффективная длина лучей газового излучения, м:

$$S_{\text{эф}} = 1,6 \frac{B(0,6h_1 + h_2 + h_3) - h_3^2 \operatorname{ctg} \alpha}{1,02B + h_2 + \frac{h_3}{\sin \alpha} - h_3 \operatorname{ctg} \alpha}.$$

Степень черноты печных газов

$$\varepsilon_{\Gamma} = k(\varepsilon_{\text{CO}_2} + \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} + \varepsilon_{\text{SO}_2}), \quad (12.4)$$

где k — коэффициент, учитывающий излучение твердых частиц; при газовом отоплении $k=1$, при мазутном и пылеугольном отоплении $k=1,3$.

Приведенная степень черноты $\varepsilon_{\Gamma, \text{к.м.}}$ учитывающая совместное излучение газов, кладки и шихты, равна

$$\varepsilon_{\Gamma, \text{к.м.}} = \varepsilon_{\text{М}} \frac{\omega + 1 - \varepsilon_{\Gamma}}{[\varepsilon_{\text{М}} + \varepsilon_{\Gamma}(1 - \varepsilon_{\text{М}})] \frac{1 - \varepsilon_{\Gamma}}{\varepsilon_{\Gamma}} + \omega},$$

где $\varepsilon_{\text{М}}$ — средняя степень черноты поверхности шихты и ванны в период плавления.

Затем вычисляя величину тепловой нагрузки, ккал/(м² · ч):

$$q_{\text{сум}} = 5,2\varepsilon_{\Gamma, \text{к.м.}} [(T_{\Gamma}/100)^4 - (T_{\text{М}}/100)^4]. \quad (12.5)$$

5. Окончательные размеры печи, м, определяют по формулам, полученным совместным решением следующих уравнений: теплообмена, движения газов, теплового напряжения и конструктивных соотношений, составленных применительно к рабочему пространству отражательных печей:

$$L = 5450 \frac{Q_{\text{н}}^{\text{Р}} \omega_{\text{т}}}{q_{\text{рек}} V_0 (1 + \beta t_{\Gamma})};$$

$$B = 1,67 \cos \alpha \frac{Aq_{\text{пл}}}{\tau L q_{\text{сум}}} - 3 \cos \alpha + 3;$$

$$h_1 = 0,1B; h_2 = \frac{XV_0 (1 + \beta t_{\Gamma})}{3,6\omega_{\text{т}}} - (0,25B^2 - 2,25) \operatorname{tg} \alpha - 0,06B^2$$

$$h_3 = [(B - 3)/2] \operatorname{tg} \alpha; h_4 = 0,8 \div 1,2;$$

$$H = h_1 + h_2 + h_3 + h_4,$$

где $\omega_{\text{т}}$ — действительная скорость газов в печи, м/с, $\omega_{\text{т}} = 7 \div 9$ м/с; $q_{\text{рек}}$ — рекомендуемое напряжение объема плавильной зоны отражательных печей, ккал/(м³ · ч), $q_{\text{рек}} = 100000 \div 130000$; V_0 — приведенное количество газов в печи, отнесенное к 1 кг топлива, м³/кг; t_{Γ} — средняя температура газов в плавильной зоне печи, °С. Высотные размеры печи в хвостовой части, м:

$$h_2' + h_3' = \frac{XV_0 (1 + \beta t_{\Gamma, \text{отх}})}{3,6\omega_{\text{т}}} - 0,06B^2 + 1,73$$

$$H^* = h_1 + h_2' + h_3' + h_4.$$

Если полученные при расчете размеры печи значительно отличаются от ранее принятых предварительных размеров, то необходимо произвести перерасчет всех величин по окончательным размерам, начиная с определения тепловой нагрузки.

6. Для обеспечения необходимого извлечения цветных металлов при отражатель-

ной плавке проверяют объем шлаковой части ванны печи $V_{\text{ван}}$, м³, по времени пребывания шлака в ванне τ , ч, по формуле

$$V_{\text{ван}} = A_1 V_{\text{уд}} \tau / 24,$$

где A_1 — количество отвального шлака, образующегося в печи, т/сут; $V_{\text{уд}}$ — удельный объем расплавленного шлака, м³/т; τ — минимально необходимое время пребывания шлака в ванне, обеспечивающее получение отвального шлака, ч; τ принимают по экспериментальным данным, равным 8—15 ч; 24 — число часов в сутки.

7. В заключение расчета производят проверочный расчет общей производительности печи, т/сут:

$$A = \frac{4,67\varepsilon_{\Gamma, \text{к.м.}} \left[\left(\frac{T_{\Gamma}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{М}}}{100} \right)^4 \right] (F_{\text{ш}} + F_{\text{в}}) \tau}{q_{\text{пл}}},$$

где $F_{\text{ш}}$ и $F_{\text{в}}$ — эффективная поверхность шихты и ванны, участвующая в теплообмене, м²;

$$F_{\text{ш}} + F_{\text{в}} = 0,66L \left(\frac{2h_3}{\sin \alpha} + B - 2h_3 \operatorname{ctg} \alpha \right).$$

Тепловой баланс отражательной печи

Тепловой баланс отражательной печи характеризует качество ее тепловой работы. Уравнение теплового баланса, ккал/г или ккал/т, имеет вид:

$$Q_{\text{н}}^{\text{Р}} B + Q_{\text{в}} + Q_{\Gamma} + Q_{\text{к.шл}} + Q_{\text{ш}} + Q_{\text{акз}} = Q_{0, \Gamma} + Q_{\text{шл}} + Q_{\text{шт}} + Q_{\text{энд}} + Q_{\text{пот}},$$

где B — расход топлива в 1 ч или на 100 т шихты, кг; $Q_{\text{н}}^{\text{Р}}$ — теплотворная способность топлива, ккал; $Q_{\text{в}}$, Q_{Γ} , $Q_{\text{к.шл}}$ и $Q_{\text{ш}}$ — физическое тепло воздуха, топлива, конвертерного шлака и шихты, ккал; $Q_{0, \Gamma}$, $Q_{\text{шл}}$ и $Q_{\text{шт}}$ — физическое тепло отходящих газов шлака и штейна, ккал; $Q_{\text{акз}}$ и $Q_{\text{энд}}$ — тепло экзотермических и эндотермических реакций, ккал; $Q_{\text{пот}}$ — потери тепла во внешнюю среду и от неполного горения топлива, ккал.

Основой составления тепловых балансов отражательных печей являются материальные балансы, замеры температур расплавов, газов, потерь во внешнюю среду и данные по теплоемкости и энтальпии исходных материалов, воздуха, топлива, продуктов плавки.

На заводах обычно составляют тепловые балансы отражательных печей, относимые к переработке определенного количества шихты, или часовые балансы. Для примера в табл. 12.2 приведены тепловые балансы отражательной печи одного из заводов на газомазутном и газовом отопле-

ТАБЛИЦА 12.2

ТЕПЛОВЫЕ БАЛАНСЫ ОТРАЖАТЕЛЬНОЙ ПЕЧИ ПЛОЩАДЬЮ ПОДА 240 м² на 100 т ШИХТЫ НА ГАЗОМАЗУТНОМ (ЧИСЛИТЕЛЬ) И ГАЗОВОМ*1 (ЗНАМЕНАТЕЛЬ) ОТОПЛЕНИИ

Статья прихода	Количество тепла		Статья расхода	Количество тепла	
	10 ³ ккал	%		10 ³ ккал	%
От горения топлива	137,0/133,3	80,3/80,8	Потери тепла со штейном	24,7/24,8	14,5/15,0
Тепло конвертерного шлака	27,9/26,1	16,4/15,9	Потери с отвальным шлаком	32,7/32,2	19,2/19,6
Физическое тепло воздуха и топлива	5,6/5,5	3,3/3,3	Тепло испарения влаги	7,6*2/7,6*3	4,6/4,5
			Тепло отходящих газов	92,6/87,7	54,2/53,2
			Потери тепла во внешнюю среду	12,9/12,6	7,6/7,6
Всего	170,5/164,9	100/100	Всего	170,5/164,9	100/100

*1 к. и. т. = 36,8 %; к. п. т. = 27,7 %.

*2 к. и. т. = 35 %; к. п. т. = 26 %.

*3 Включает также разность тепла эндотермических и экзотермических реакций.

нии. Эффективность тепловой работы отражательной печи оценивается коэффициентом использования тепла топлива (к. и. т.) и коэффициентом полезного теплоиспользования (к. п. т.).

К. и. т. определяют из выражения:

$$\text{к. и. т.} = (Q_{\text{н}}^{\text{р}} + Q_{\text{ф}} - Q_{\text{о.г}}) / (Q_{\text{н}}^{\text{р}} + Q_{\text{ф}}).$$

К. п. т. равен: $(Q_{\text{н}}^{\text{р}} + Q_{\text{ф}} - Q_{\text{о.г}} + Q_{\text{пот}}) / (Q_{\text{н}}^{\text{р}} + Q_{\text{ф}})$, где $Q_{\text{ф}}$ — физическое тепло топлива и воздуха, ккал; $Q_{\text{о.г}}$ — тепло отходящих газов, ккал; $Q_{\text{пот}}$ — потери тепла во внешнюю среду, ккал.

В связи с разнообразием состава шихт, видов топлива и горелочных устройств к. и. т. отражательных печей колеблется от 0,27 до 0,37, а к. п. т. — от 0,18 до 0,3. К. и. т. и к. п. т. отражательных печей значительно повышаются при использовании для сжигания горячего и обогащенного кислородом дутья.

При расчетах отражательных рафинировочных печей определяют следующие величины:

1. Предварительный расход топлива принимают по практическим данным для аналогичных рафинировочных печей. В конце расчета расход топлива проверяют по развернутому балансу печи.

2. Предварительные размеры печи. Площадь пода F , м², определяют по удельной производительности a , т/(м² · сут), и заданной суточной производительности печи A , т/сут: $F = A/a$.

Величину a принимают по данным заводской практики. Ширину печи B , м, выбирают по данным заводской практики и по ней и величине F находят длину печи L , м.

Высоту печи от пода до свода H , м, принимают по аналогии с действующими заводскими печами той же производительности.

3. Тепловую нагрузку эффективной поверхности $q_{\text{еум}}$, ккал/(м² · ч), определяют

расчетом теплообмена в рабочем пространстве рафинировочной печи для наиболее напряженного в тепловом отношении периода плавления шихты.

При наиболее точном аналитическом методе расчета теплообмена используют методику и формулы (12.3), (12.4), (12.5). Величину степени развития кладки ω и эффективную длину лучей газового излучения $S_{\text{эф}}$ определяют с учетом геометрии рабочего пространства печи и размещения в нем перерабатываемой шихты. Для упрощенных и ускоренных расчетов теплообмена можно применять графический метод.

4. Удельная производительность печи a , т/(м² · сут), определяется тепловой работой печи в период плавления:

$$a = 21,6 q_{\text{сум}} k \tau_1 / (q_{\text{пл}} \tau_2), \quad (12.6)$$

где k — отношение эффективной поверхности шихты к площади пода печи; τ_1 — время, затрачиваемое печью за одну операцию рафинирования на чистое плавление, ч; τ_2 — общее время операции рафинирования, ч; $q_{\text{пл}}$ — теплопотребление шихты, ккал/т, находят по формуле (12.2); 21,6 — число часов работы печи в сутки (0,9 × 24).

5. Окончательные размеры рафинировочной печи. По формуле (12.6) находят: площадь пода печи F , ширину B и длину L .

Высоту печи H рассчитывают по скорости движения газов в рабочем пространстве $\omega_1 = 7 \div 9$ м/с и рекомендуемому напряжению рабочего пространства $q_{\text{рек}} = 120000 \div 150000$ ккал/(м³ · ч) для периода плавления шихты при помощи уравнений: $F_1 = V_1 / \omega_1$; $F_1 L = x Q_{\text{н}}^{\text{р}} / q_{\text{рек}}$, где F_1 — площадь свободного (газового) сечения рабочего пространства печи, м²; величина F_1 — функция от ширины печи B , высоты H , глубины ванны h и степени заполнения печи шихтой; V_1 — максимальное количество газов в печи в период плавления,

м³/с; x — максимальный часовой расход топлива в период плавления, кг/ч.

Если окончательные размеры печи существенно не отличаются от предварительных, их принимают без всяких поправок. Если же окончательные размеры печи отличаются от предварительных, то по окончательным размерам пересчитывают $q_{\text{сум}}$, что в конечном итоге приводит к некоторому их уточнению.

6. Время отдельных периодов операции рафинирования рассчитывают преимущественно по показателям технологического процесса, за исключением времени периода плавления шихты и периода перегрева жидкой ванны, расчет которых основан на закономерностях теплообменных процессов.

7. Окончательный расход топлива определяют на основании развернутых тепловых балансов по отдельным периодам операции огневого рафинирования: загрузки и плавления шихты, перегрева и рафинирования жидкой ванны. Если полученный общий расход топлива на всю операцию примерно соответствует ранее принятому предварительному расходу, то расчет можно считать законченным. При значительном расхождении окончательного и предварительного расходов топлива необходимо произвести перерасчет рафинировочной печи по окончательному расходу топлива.

Расчет шахтных печей. В расчете производительности и основных размеров шахтных печей определяют следующие величины:

1. Расход топлива m , % от массы шихты, выбирают по данным заводской эксплуатации аналогичных шахтных печей с последующей проверкой по тепловому балансу.

2. Оптимальное количество дутья K_0 , м³/(м²·мин). Вначале рассчитывают предельное количество дутья K , м³/(м²·мин), при котором нарушается стабильное состояние столба шихты. Его рассчитывают по формуле, выведенной для сложного многослойного столба шихты, пронизываемого восходящим потоком газов, из сопоставления массы шихтовых материалов

где $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ — площадь свободных проходов между кусками в слоях шихты, доли ед.; для кокса, окатышей, круглых брикетов $\omega=0,215$; для сульфидных руд, известняка, кварца, агломерата, оборотных шлаков $\omega=0,15$; a — коэффициент, учитывающий неточности при определении ω , а также силу трения кусков, $a=0,6 \div 0,65$; Φ — количество газов, образующихся в печи на единицу дутья, м³/м³; h_1, h_2 — высота слоев шихты, м; ρ_1, ρ_2 — кажущаяся плотность шихтовых материалов, кг/м³; l_1, l_2 — средний размер кусков шихтовых материалов, м.

Для смесей, в которых $l_{\text{мел}} \leq 0,415 l_{\text{кр}}$, средний размер куска смеси $l_{\text{ср}}$, м, при объемном содержании мелких кусков равен:

$$10 - 20 \% l_{\text{ср}} = 0,5l_{\text{кр}} + 0,5l_{\text{мел}};$$

$$20 - 30 \% l_{\text{ср}} = 0,3l_{\text{кр}} + 0,7l_{\text{мел}};$$

$$30 - 50 \% l_{\text{ср}} = 0,1l_{\text{кр}} + 0,9l_{\text{мел}};$$

$$50 - 70 \% l_{\text{ср}} = 0,05l_{\text{кр}} + 0,95l_{\text{мел}}.$$

Для смесей, в которых $l_{\text{мел}} > 0,415 l_{\text{кр}}$:

$$10 - 90 \% l_{\text{ср}} = 0,9 [bl_{\text{мел}} + (1-b)l_{\text{кр}}] \text{ мм.}$$

Здесь $l_{\text{кр}}$ — размер крупных кусков, м; $l_{\text{мел}}$ — размер мелких кусков, м; b — объемное содержание мелких кусков в смеси, доли ед.; ρ^r — приведенная плотность газов в печи, кг/м³; $t'_{\text{ср}}, t''_{\text{ср}}$ — средняя температура газов в слоях шихты, °С; F_1, F_2, F_3 — площади поперечного сечения печи, м².

Нумерацию сечений печи ведут от площади на уровне фурм. Если поперечное сечение печи по высоте меняется незначительно и общая высота столба шихты в печи не превышает 4—5 м, то формулу (12.7) можно несколько упростить, приняв $F_1=F_2=F_3$ и считая, что средняя температура газов по высоте печи равна среднесарифметической из температур фокуса печи и поверхности шихты, т. е. $t'_{\text{ср}} = (t_{\text{фок}} + t_{\text{нов}})/2$.

При этих условиях формула для K примет вид:

$$K = \frac{265\omega_1 a}{\Phi} \times \sqrt{\frac{h_1 \rho_1 + h_2 \rho_2 + \dots}{\rho_0^2 (1 + \beta t_{\text{ср}}^2) \left[\frac{h_1}{l_1} \left(\frac{2\omega}{\omega_1 + \omega_2} \right)^2 + \frac{h_2}{l_2} \left(\frac{2\omega_1}{\omega_2 + \omega_3} \right)^2 + \dots \right]}}$$

и динамического давления газовых струй:

$$K = \frac{265\omega_1 a}{\Phi} \times \sqrt{\frac{h_1 \rho_1 + h_2 \rho_2 + \dots}{\rho_0^r \left[\frac{h_1}{l_1} (1 + \beta t_{\text{ср}}^r) \left(\frac{2F_1 \omega_1}{F_1 \omega_1 + F_2 \omega_2} \right)^2 + \frac{h_2}{l_2} (1 + \beta t_{\text{ср}}^r) \left(\frac{2F_1 \omega_1}{F_2 \omega_2 + F_3 \omega_3} \right)^2 + \dots \right]}} \quad (12.7)$$

где h_1, h_2 — относительные высоты слоев шихтовых материалов колоши в единице объема шихты, доли ед.

Величину $K_0, \text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{мин})$, определяют по формуле $K_0 = (0,6 \div 0,9) K$.

Меньшее значение коэффициента перед K берут в случае значительной классификации шихты по крупности.

3. Удельную производительность печи $a_1, \text{т}/(\text{м}^2 \cdot \text{сут})$, рассчитывают по формуле, выведенной из предположения, что производительность печи — прямая функция от интенсивности горения топлива: $a = -6(K_0 \tau / m n)$, где τ — время работы печи в течение суток, ч; n — удельный расход воздуха, отнесенный на единицу топлива, $\text{м}^3/\text{кг}$; m — удельный расход углеродистого топлива, % от массы шихты.

4. Основные размеры шахтной печи. Площадь сечения печи на уровне фурм $F, \text{м}^2$: $F = A/a$, где A — суточная производительность печи, $\text{т}/\text{сут}$.

Ширину печи B принимают по практическим данным. Длина печи: $L = F/B$. Рабочая высота печи (высота сыпи над фурмами)

$$H_p = a V_{\text{уд}} \tau_1 / \tau, \quad (12.8)$$

где $V_{\text{уд}}$ — удельный объем шихты в печи, $\text{м}^3/\text{т}$; τ_1 — минимально необходимое время пребывания шихты в печи, обеспечивающее завершение физико-химических процессов, ч.

Общая высота печи H (от лещади до урвня колошника), м $H = (1,2 \div 1,4) H_p + 1$.

Для шахтных печей, в которых ведут восстановительную плавку с высоким расходом кокса и где основной приход тепла получается в результате его горения, рекомендуется проверять полученную по формуле (12.8) рабочую высоту H_p расчетом теплообмена. Для этого применяют формулу Б. И. Китаева [1]:

$$Q = a_V (t_r - t_{\text{ш}}) V_{\text{ш}} \tau. \quad (12.9)$$

Здесь $t_r - t_{\text{ш}}$ — разность температур газов и поверхности шихты в шахтных печах; обычно $t_r - t_{\text{ш}} = 50 \div 100^\circ\text{C}$; $V_{\text{ш}}$ — объем шихты в печи, участвующей в теплообмене, м^3 ; $V_{\text{ш}} = F H_p$; τ — время теплообмена между газами и шихтой (время пребывания газов в слое шихты), ч; $\tau = H_p / w_p$, где w_p — действительная скорость газов в печи, заполненной шихтой; a_V — объемный коэффициент суммарной теплопередачи, $\text{ккал}/(\text{м}^3 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C})$;

$$a_V = 160 \frac{w_0^{0.9} t^{0.3}}{d^{0.75}} M,$$

где w_0 — условная скорость газов в свободном сечении шахты печи, $\text{м}/\text{с}$; t — температура газов, $^\circ\text{C}$; d — средний диаметр кусков шихты, м; M — коэффициент, зависящий от процентного содержания мелочи в шихте. При отсутствии мелочи $M = 1$, при 20 % мелочи $M = 0,5$.

Количество тепла, рассчитанное по формуле (12.9), должно соответствовать теплу, получаемому печью по тепловому ба-

лансу в результате горения топлива, за время теплообмена τ (за вычетом тепла, уносимого газами, уходящими из печи). При значительном расхождении указанных величин высота печи H_p должна быть изменена, чтобы количество передаваемого и выделяемого в печи тепла стало равным.

5. Давление дутья P , мм вод. ст. Вначале определяют сопротивление слоя шихты в печи по формуле (12.10)

$$h_{\text{сопр}} = k \frac{H_p}{d_{\text{ср}}} \frac{w_0^2}{2g} \rho_0 (1 + \beta t_2), \quad (12.10)$$

где H_p — рабочая высота печи, м; $d_{\text{ср}}$ — средний размер кусков шихты, м; w_0 — условная скорость газов в пустой шахте, $\text{м}/\text{с}$; g — ускорение силы тяжести, $\text{м}/\text{с}^2$; ρ_0 — приведенная плотность газов, $\text{кг}/\text{м}^3$; t_2 — средняя температура газов в печи, $^\circ\text{C}$; k — коэффициент, значение которого можно найти двумя путями:

а) по формуле Вагнера—Барта:

$$k = a/V^2, \quad (12.11)$$

где a — коэффициент, зависящий от материала шихты и характера движения газов; его выбирают в зависимости от критерия Рейнольдса; $Re = w_0 \rho_0 d_{\text{ср}} / (V \eta_t)$ (здесь V — объем пустот в шихте, $\text{м}^3/\text{м}^3$; $V = (\rho_{\text{кус}} - \rho_{\text{ших}}) / \rho_{\text{кус}}$; $\rho_{\text{кус}}$ и $\rho_{\text{ших}}$ — объемные массы кусков шихтовых материалов и шихты в целом); η_t — коэффициент внутреннего трения газов в печах.

Ниже приведена зависимость η_t от средней температуры газов в печи:

$t_r, ^\circ\text{C}$	200	300	400	500	600	700
$\eta_t \cdot 10^5, \text{кг}/(\text{м} \cdot \text{с})$	2,7	3,0	3,5	3,7	4,0	4,5
$t_r, ^\circ\text{C}$	800	900	1000	1100	1200	
$\eta_t \cdot 10^5, \text{кг}/(\text{м} \cdot \text{с})$	4,7	5,0	5,4	5,7	6,0	

Формула (12.11) обычно дает завышенное, по сравнению с данными практики работы шахтных печей, значение k , что объясняется некоторой нестабильностью шихты в заводских шахтных печах и наличием продувов и каналов;

б) по графику (рис. 12.3), построенно-

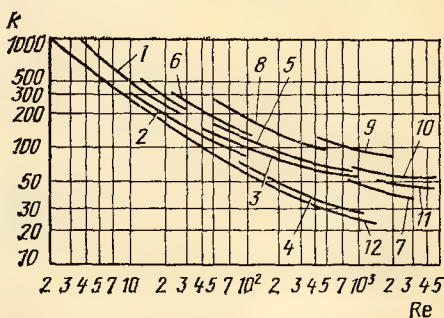


Рис. 12.3. Зависимость коэффициента сопротивления слоя кусковых материалов k от числа Рейнольдса Re :

1 — антрацит, $l_{\text{ср}} = 1,5$ мм; 2 — антрацит, $l_{\text{ср}} = 2,5$ мм; 3 — антрацит, $l_{\text{ср}} = 10$ мм; 4 — сланец, $l_{\text{ср}} = 9,5$ мм; 5 — железная руда; 6 — уголь ПЖ, $l_{\text{ср}} = 15$ мм; 7 — агломерат из вращающейся печи; 8 — челябинский уголь; 9 — руда; 10 — агломерат с ленты; 11 — кокс; 12 — дробь

ТАБЛИЦА 12.3

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ШАХТНОЙ СВИНЦОВОЙ ПЛАВКИ

Статья прихода	Количество тепла, %	Статья расхода	Количество тепла, %
Горение С до СО	13,4	Разложение сульфида и сульфата свинца	4,0
Горение С до СО ₂	75,4	Восстановление окиси и силиката свинца	12,9
Окисление металлического цинка до окиси цинка ZnO	3,8	Разложение сульфида цинка	1,9
Образование сернистого железа из металлического железа	2,2	Восстановление силиката железа до металла	7,4
Окисление закиси железа до магнетита Fe ₃ O ₄	0,5	Восстановление окиси железа до магнетита	0,3
Образование шлака	3,0	Разложение карбонатов	3,9
Теплота дутья	0,8	Разложение сульфида меди до металла	0,1
Теплота шихты и кокса	0,9	Тепло в черновом свинце	1,3
		Тепло в штейне	4,7
		Тепло в шлаке	21,8
		Тепло в газах	9,9
		Тепло в охлаждающей кессоны воде	13,3
		Прочие потери по разности	18,5
Всего	100	Всего	100

ТАБЛИЦА 12.4

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ЧИСТОЙ ПИРИТНОЙ ПЛАВКИ

Статья прихода	Количество тепла, %	Статья расхода	Количество тепла, %
Горение С до СО ₂	10,60	Разложение известняка	4,32
Горение серы до сернистого ангидрида	42,6	Разложение пирита	13,80
Окисление железа до закиси FeO	36,24	Разложение сернистого цинка	0,51
Окисление цинка до окиси ZnO	0,98	Тепло, уносимое штейном	1,61
Образование моносиликата закиси железа	6,25	Тепло, уносимое шлаком	24,25
Образование силиката кальция	1,75	Тепло в отходящих газах	37,50
Теплота шихты	0,67	Тепло на нагрев воды в кессонах и потери тепла	18,01
Теплота дутья	0,91		
Всего	100	Всего	100

му по экспериментальным данным различных авторов. Значения k по этим данным обычно получаются заниженными по сравнению с практическими показателями работы шахтных печей.

Учитывая, что все имеющиеся данные по сопротивлению слоя кусковых материалов применительно к шахтным печам имеют ориентировочный характер, рекомендуется принимать значение k как среднее из значений, определенных по формуле Вагнера—Барта (рис. 12.3).

Давление воздуха на воздуходувке P , мм вод. ст., с учетом потерь давления на фурмах и в сети: $P = (1,2 \div 1,3) h_{\text{сопр}}$.

6. Проверку ширины печи B , м, по проницаемости шихты осуществляют по формуле: $B = h_{\text{сопр}} / \Delta h$, где Δh — удельная упругость дутья, мм вод. ст./м ширины печи; при плохо проницаемой шихте — мелкая плотная руда, мало кокса $\Delta h = 2000 \div 3000$; при среднепроницаемой шихте — среднее содержание мелочи, значительное количество кокса $\Delta h = 1000 \div 2000$; при хорошо проницаемой шихте — отсутствие мелочи, много кокса $\Delta h = 500 \div 1000$.

7. Число и размеры фурм выбирают по данным практики, исходя из величины отношения площади всех фурм к площади сечения печи. Для большинства шахтных печей цветной металлургии это отношение составляет $0,04 - 0,08$.

8. Окончательный расход углеродистого топлива. В заключение расчета шахтной печи составляют подробный тепловой баланс и по нему проверяют принятое ранее значение m , %. Допускается отклонение значения величины m от ранее принятой в пределах $5 - 15$ %. При больших отклонениях производят перерасчет размеров и производительности.

В качестве примера в табл. 12.3 и 12.4 приведены тепловые балансы шахтной свинцовой и пиритной плавки.

4. Примеры расчетов

Пример 1. Рассчитать по тепловому балансу к. п. д. отражательной печи, работающей на газомазутном топливе, при переработке огарка, если: расход природного газа $4900 \text{ м}^3/\text{ч}$; температура природного газа 20°C ; состав природного газа, %: CH_4 98,91; C_2H_6 0,16; O_2 0,04; N_2 0,89; низшая теплота сгорания газа $8515 \text{ ккал}/\text{м}^3$; расход мазута $2,12 \text{ т}/\text{ч}$; температура мазута 95°C , состав мазута, %: C 86,7; H 10,5; $\text{N} + \text{O} = 2,0$; влажность мазута 14 %; низшая теплота сгорания мазута $9717,6 \text{ ккал}/\text{кг}$; расход кислорода $2470 \text{ м}^3/\text{ч}$; расход воздуха $35400 \text{ м}^3/\text{ч}$; температура подогрева воздуха 200°C ; температура уходящих газов 1180°C ; состав уходящих газов, %: SO_2 2,6; CO_2 8,95; O_2 0,3; CO 2,4; N_2 80,2; H_2 0,3; температура штейна 1130°C ; температура (средняя), $^\circ\text{C}$: поверхности боковых стен 150, поверхности свода 185, наружной поверхности подины 300; поверхность ограждений, м^2 : боковой стены $2,78 \times 30$, свода $9,28 \times 30$, пода 225; температура окружающей среды 0°C .

Приход тепла

1. Тепловая нагрузка¹:

$$V_{\text{Г}} Q_{\text{н.г}}^{\text{Р}} + B_{\text{М}} Q_{\text{н.м}}^{\text{Р}} = 4900 \cdot 8515 + 2,12 \times \\ \times 10^3 \cdot 9717,6 = 31,7 \cdot 10^6 + 20,6 \cdot 10^6 = \\ = 52,3 \cdot 10^6 \text{ ккал}/\text{ч}.$$

2. Физическое тепло топлива:

$$Q_{\text{ф.т}} = V_{\text{Г}} c_{\text{Г}} t_{\text{Г}} + B_{\text{М}} c_{\text{М}} t_{\text{М}} = 4900 \cdot 0,37 \cdot 20 + \\ + 2,12 \cdot 10^3 \cdot 0,5 \cdot 95 = 36,3 \cdot 10^3 + \\ + 100,7 \cdot 10^3 = 137 \cdot 10^3 \text{ ккал}/\text{ч}.$$

или $q_{\text{ф.т}} = (137 \cdot 10^3 / 52,3 \cdot 10^6) 100 = 0,3 \%$.

3. Физическое тепло дутья. Действительный объем дутья:

$$V_{\text{В}} = 35400 \frac{200 + 273}{273} = 61334 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$Q_{\text{ф.в}} = V_{\text{В}} c_{\text{В}} t_{\text{В}} = 61334 \cdot 0,312 \cdot 200 = \\ = 3,83 \cdot 10^6 \text{ ккал}/\text{ч}$$

или

$$q_{\text{ф.в}} = (3,83 \cdot 10^6 / 52,3 \cdot 10^6) 100 = 7,3 \%$$

Расход тепла

1. Физическое тепло уходящих газов². Количество $\text{CO}_2 + \text{CO}$ в газах от горения природного газа:

$$V_{\text{CO}_2 + \text{CO}}^{\text{Г}} = V_{\text{Г}} \sum_m m r_{\text{C}_m \text{H}_n} = \\ = 4900 \frac{1}{100} (98,91 + 2 \cdot 0,16) = 4862 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Количество $\text{CO}_2 + \text{CO}$ в газах от горения мазута:

$$V_{\text{CO}_2 + \text{CO}}^{\text{М}} = 1,867 B_{\text{М}} r_{\text{C}}^{\text{М}} = 1,867 \times \\ \times 2,12 \cdot 10^3 \cdot 0,867 = 3431 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Так как перерабатывается огарок, $r_{\text{MeCO}_2} = 0$ и $V_{\text{CO}_2}^{\text{М}} = 0$, то

$$V_{\text{CO}_2 + \text{CO}} = 4862 + 3431 = 8293 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_{\text{сух}} = \frac{V_{\text{CO}_2 + \text{CO}}}{r_{\text{CO}_2} + r_{\text{CO}}} = \\ = \frac{8293}{8,95 + 2,4} = 73088 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Количество водяных паров в газах от сжигания газа:

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{Г}} = V_{\text{Г}} \sum \frac{n}{2} r_{\text{C}_m \text{H}_n} = \\ = 4900 \frac{1}{100} (2 \cdot 98,91 + 3 \cdot 0,16) = 9717 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

¹ При расчете теплового баланса и к. п. д. печи обратным методом физическое тепло горячих загружаемых шихтовых материалов не учитывают в приходной части. Его автоматически учитывают в к. п. д. печи.

² Физическое тепло SO_2 не учитывают при расчете, так как оно является полезным, т. е. необходимо для ведения технологического процесса.

Количество водяных паров в газах от сжигания мазута:

$$V_{H_2O}^M = B(1,244r_{H_2O}^M + 11,2r_H^M) = \\ = 2,12 \cdot 10^3 \frac{1}{100} (1,244 \cdot 1,4 + 11,2 \cdot 10,5) = \\ = 2529 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Количество водяных паров в газах от влажности воздушного дутья:

$$V_{H_2O}^B = 1,244 \cdot 10^{-3} dV_{\text{сух}} \frac{r_{N_2}}{0,79} = \\ = 1,244 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 73 \, 066 \frac{80,2}{79} = 923 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Всего водяных паров в газах: $V_{H_2O} = 9717 + 2529 + 923 = 13169 \text{ м}^3/\text{ч}.$

Физическое тепло уходящих газов:

$$Q_2 = 73 \, 066 \frac{1}{100} (8,95 \cdot 0,541 + 0,3 \cdot 0,359 + \\ + 2,4 \cdot 0,343 + 80,2 \cdot 0,338 + \\ + 0,3 \cdot 0,321) 1190 = 2847 \cdot 10^6 \text{ ккал/ч}$$

или

$$q_2 = (28,47 \cdot 10^6 / 52,3 \cdot 10^6) 100 = 54,4 \, \%.$$

2. Потери тепла с химическим недожо-гом (с CO и H₂):

$$Q_3 = V_{\text{сух}} \sum r_i Q_{\text{ни}}^P = 73 \, 066 \frac{1}{100} (2,4 \cdot 3020 + \\ + 0,3 \cdot 3211) = 6,0 \cdot 10^6 \text{ ккал/ч}$$

или

$$q_3 = (6,0 \cdot 10^6 / 52,3 \cdot 10^6) 100 = 11,5 \, \%.$$

3. Потери тепла кладкой.

Для боковых стен характерный размер $l = 2,78 \text{ м}$, определяющая температура $t = (150 + 0)/2 = 75^\circ\text{C}$. Тогда $v = 20,55 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\lambda = 2,58 \cdot 10^{-2} \text{ ккал}/(\text{м} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C})$; $Pr = 0,693$; $\beta = 1/(273 + 0) = 1/273$.

Тогда критерий Грасгофа:

$$Gr = \frac{9,81 \cdot 2,78^3 (150 - 0)}{273 (20,55 \cdot 10^{-6})^2} = 2,74 \cdot 10^{11};$$

$GrPr = 1,90 \cdot 10^{11}$, тогда $c = 0,135$, $n = 1/3$;

$$\alpha_K = \lambda / l \cdot 0,135 (GrPr)^{1/3} = \frac{2,58 \cdot 10^{-2}}{2,78} \times \\ \times 0,135 (1,90 \cdot 10^{11})^{1/3} = 7,20 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C})$$

и теплопотери через боковые стены:

$$Q_{\text{бст}} = \{4,8 [(423/100)^4 - (273/100)^4] 2,78 \times \\ \times 30 + 7,20 (150 - 0) 2,78 \cdot 30\} 2 = \\ = 392 \cdot 10^3 \text{ ккал/ч}.$$

Для свода характерный размер $l = 9,28$, определяющая температура $t = (185 + 0)/2 = 92,5^\circ\text{C}$. Тогда $v = 22,36 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\lambda = 2,71 \cdot 10^{-2} \text{ ккал}/(\text{м} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C})$; $Pr = 0,690$.

Критерий

$$Gr = \frac{9,81 \cdot 9,28^3 (185 - 0)}{273 (22,36 \cdot 10^{-6})^2} = 10,63 \cdot 10^{12};$$

$GrPr = 7,33 \cdot 10^{12}$, следовательно, $c = 0,135$, $n = 1/3$;

$$\alpha_K = \frac{\lambda}{l} 0,135 (GrPr)^{1/3} = \\ = (2,71 \cdot 10^{-2} / 9,28) 0,135 (7,33 \cdot 10^{12})^{1/3} = \\ = 7,65 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C})$$

и $Q_{\text{бсвод}} = 4,8 [(458/100)^4 -$

$$- (273/100)^4] 9,28 \cdot 30 + 7,65 (185 - 0) \times \\ \times 9,28 \cdot 30 = 908 \cdot 10^3 \text{ ккал/ч}.$$

4. Потери тепла через под печи.

Тепловое сопротивление пода: $R = \lambda/\delta = 1,55 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C})$;

$$Q_{\text{бпод}} = (1/1,55) (1130 - 300) 225 = \\ = 120 \cdot 10^3 \text{ ккал/ч}.$$

Всего потери в окружающую среду составляют $Q_5 = 1,42 \cdot 10^6 \text{ ккал/ч}$ или $q_5 = [(1,42 \cdot 10^6)/(52,3 \cdot 10^6)] 100 = 2,7 \, \%$. Тогда к. п. д. печи $\eta_T = 100 + 0,3 + 7,3 - 54,4 - 11,5 - 2,7 = 39,0 \, \%$.

Пример 2. Рассчитать по тепловому балансу термический к. п. д. установки 11ЖВ, если: расход шихты 58,3 т/ч; расход угля 1000 кг/ч; расход природного газа 1845 м³/ч; расход воздуха 6260 м³/ч; состав природного газа, %: CH₄ 96,31; C₂H₂ 3,11; C₃H₈ 0,05; C₄H₁₀ 0,01; CO₂ 0,19; O₂ 0,03; N₂ 0,17; теплотворная способность природного газа 8761 ккал/м³; состав угля, %: C 64,39; H 3,11; теплотворная способность угля 5980 ккал/кг; влажность угля 4,3%; тепловыделение шихты 340 ккал/кг (расчет ведется по материальному балансу); влажность шихты 5,5%; влажность воздуха 10 г/м³; температура газа 20°C; температура воздуха 20°C; температура уходящих газов 1030°C; состав уходящих газов, %: SO₂ 10,7; CO₂ 11,2; O₂ 7,4; N₂ 70,7; расход охлаждающей воды, м³/ч: высокого давления 625, низкого давления 70; разность температур охлаждающей воды, °C: высокого давления 22,2—11,5, низкого давления 22,2—21,0.

Приход тепла

1. Тепло горения газа:

$$B_{\text{г}} Q_{\text{н.г}}^P = 1000 \cdot 5980 = 5,98 \cdot 10^6 \text{ ккал/ч}.$$

2. Тепло горения газа:

$$V_{\text{г}} Q_{\text{н.г}}^P = 1845 \cdot 8761 = 16,16 \cdot 10^6 \text{ ккал/ч}.$$

3. Тепло окисления шихты:

$$GQ_{\text{ш}}^P = 58,3 \cdot 10^3 \cdot 340 = 19,82 \cdot 10^6 \text{ ккал/ч}.$$

4. Тепловая нагрузка:

$$\sum_i B_i Q_{\text{ни}}^P + Q_{\text{х.ш}} = 5,98 \cdot 10^6 + 16,16 \cdot 10^6 + \\ + 19,82 \cdot 10^6 = 41,96 \cdot 10^6 \text{ ккал/ч}.$$

5. Физическое тепло топлива:

$$Q_{\text{ф.т}} = 1845 \cdot 20 \cdot 0,37 = 13,65 \cdot 10^3 \text{ ккал/ч}; \\ q_{\text{ф.т}} = [(13,65 \cdot 10^3)/(41,96 \cdot 10^6)] 100 = 0,03 \, \%.$$

6. Физическое тепло воздушного дутья:

$$Q_{ф.в} = 6260 \cdot 20 \cdot 0,242 = 54,54 \cdot 10^3 \text{ ккал/ч};$$

$$q_{ф.в} = [(54,54 \cdot 10^3) / (41,96 \cdot 10^6)] 100 = 0,13 \%$$

Расход тепла

1. Физическое тепло газов.

Количество CO_2 и CO от сжигания топлива:

$$V_{\text{CO}_2 + \text{CO}}^T = V_r (r_{\text{CO}_2}^T + \sum_m m r_{\text{CO}_m \text{H}_n}) =$$

$$= 1845 \frac{1}{100} (96,31 + 2 \cdot 3,11 + 3 \cdot 0,05 +$$

$$+ 4 \cdot 0,01 + 0,19) = 1899 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_{\text{CO}_2 + \text{CO}}^Y = 1,867 B_y r_C^Y = 1,867 \cdot 1000 \times$$

$$\times 0,6439 = 1202 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_{\text{CO}_2 + \text{CO}}^T = V_{\text{CO}_2 + \text{CO}}^Y = 1899 + 1202 =$$

$$= 3101 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Количество сухих уходящих газов:

$$V_{\text{сух}} = \frac{V_{\text{CO}_2 + \text{CO}}}{r_{\text{CO}_2} + r_{\text{CO}}} = \frac{3101}{0,112} = 27690 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Количество водяных паров от сжигания топлива:

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^T = 1845 (1/100) (2 \cdot 96,31 + 3 \cdot 3,11 +$$

$$+ 4 \cdot 0,05 + 5 \cdot 0,01) = 3731 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^Y = 1000 (1,244 \cdot 4,3 + 11,2 \times$$

$$\times 3,11) (1/100) = 402 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^T = 3731 + 402 = 4133 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Количество водяных паров в газах, внесенных с влагой шихты:

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{ш}} = 1,244 \cdot 58,3 \cdot 10^3 (5/5 \cdot 100) = 3989 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Количество водяных паров, внесенных с воздушным дутьем:

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^B = 1,244 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 27690 (70,7/79) =$$

$$= 308 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Всего водяных паров

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 4133 + 3989 + 308 = 8430 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Физическое тепло уходящих газов

$$Q_2 = 27690 \cdot 1030 (1/100) (11,2 \cdot 0,5284 +$$

$$+ 7,4 \cdot 0,3539 + 70,7 \cdot 0,3329) + 8430 \cdot 1030 \times$$

$$\times 0,4138 = 9,15 \cdot 10^6 + 3,59 \cdot 10^6 =$$

$$= 12,74 \cdot 10^6;$$

$$q_2 = \frac{12,74 \cdot 10^6}{41,96 \cdot 10^6} 100 = 30,36 \%$$

2. Потери тепла с химическим недожогом. В уходящих газах горючих компонентов нет, следовательно, $Q_3 = 0$.

3. Потери тепла с механическим недожогом. В нашем примере $Q_4 = 0$.

4. Потери тепла кладкой $Q_{ск} = 277 \cdot 10^3$ ккал/ч (подробно расчет приведен в предыдущем примере).

5. Потери тепла с охлаждающей водой:

$$Q_{бв} = c \sum_i G_i (t_{ki} - t_{ni}) 10^3 \text{ ккал/ч};$$

где G_i — расход воды на i -й кессон или группу кессонов, $\text{м}^3/\text{ч}$; t_{ni} , t_{ki} — начальная и конечная температура воды на входе и выходе из i -го кессона или группы кессонов, $^{\circ}\text{C}$;

$$Q_{бв} = 1 \cdot 10^3 [625 (22,2 - 11,5) + 70 (22,2 -$$

$$- 21)] = 6,77 \cdot 10^6 \text{ ккал/ч}.$$

6. Общие потери ограждениями:

$$Q_6 = 277 \cdot 10^3 + 6,77 \cdot 10^6 = 7,0 \cdot 10^6 \text{ ккал/ч};$$

$$q_6 = [(7,0 \cdot 10^6) / (41,96 \cdot 10^6)] 100 = 16,68 \%$$

Термический к. п. д. печи: $\eta_T = 100 +$
 $+ 0,03 + 0,13 - 30,36 - 16,68 = 53,12 \%$.

5. Пневмомеханическое оборудование печей

Пневмофурмовщик Ф-10Б. Общий вид пневмофурмовщика представлен на рис. 12.4.

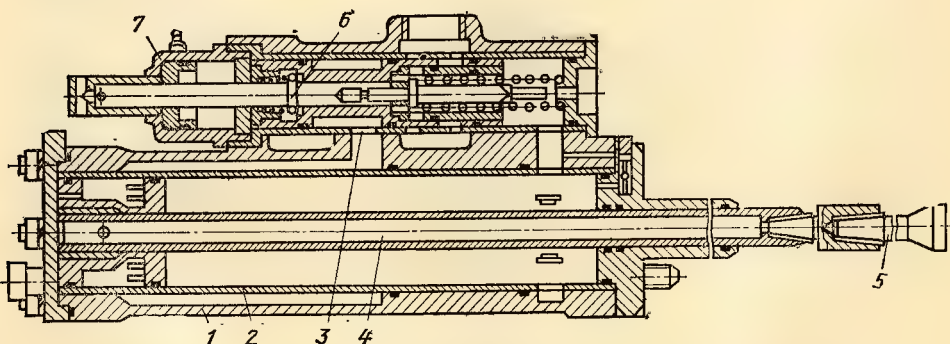


Рис. 12.4. Пневмофурмовщик:

1 — корпус; 2 — цилиндр; 3 — золотник; 4 — поршень со штоком; 5 — ломик; 6 — ковусый расцепитель; 7 — пусковая коробка

Пневмоформовщик предназначен для прочистки фурм конвертеров; его устанавливают на фурмы или фурменный коллектор.

В комплект индивидуальных пневмоформовщиков типа Ф-10Б для конвертеров емкостью 75 т входят 60 пневмоформовщиков, шкаф управления, в котором смонтированы пневмоэлектромагнитные клапаны, реле времени и шаговое реле. Управление пневмоформовщиком осуществляют с помощью рукояток регулирования, пуско-

вых кнопок, сигнальных ламп и рукоятки переключателей, располагаемых на лицевой стороне пневмоформовщика. Пневмоформовщики эксплуатируются в автоматическом или дистанционном режиме группами по 4—5 шт. Пуск их в работу последовательный.

Ниже приведена техническая характеристика пневмоформовщика Ф-10Б:

Рабочее давление, кгс/см ²	4,5—5,5
Длина хода ломика, мм	320
Диаметр головки ломика, мм	32
Скорость ломика при движении, м/с:	
вперед на выходе из трубы	13—14,8
назад на входе в трубу	11—13
Время пребывания ломика в расплаве при заходе на глубину 120 мм, с	0,02
Диаметр рабочего цилиндра, мм	82

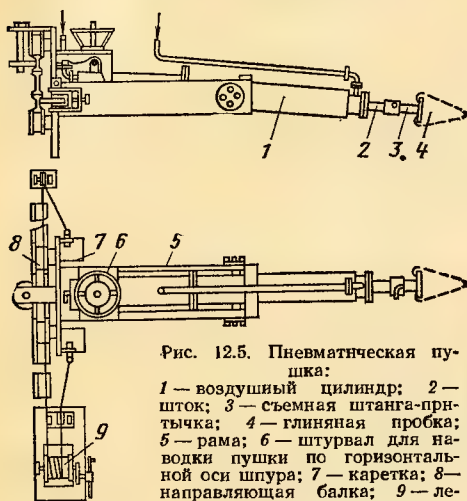


Рис. 12.5. Пневматическая пушка:
1 — воздушный цилиндр; 2 — шток; 3 — съемная штанга-притычка; 4 — глиняная пробка; 5 — рама; 6 — штурвал для наводки пушки по горизонтальной оси шпура; 7 — каретка; 8 — направляющая балка; 9 — лебедка для перемещения каретки

Пневмопушка. Общий вид пневмопушки представлен на рис. 12.5.

Пневмопушки предназначены для закрытия шпуров, через которые выпускают расплавы из плавильных печей, глиняной пробкой. Для быстрой и точной наводки пневмопушка снабжается специальными устройствами. Управление пушкой — местное с помощью воздушного переключателя, регулирующего поступление и выпуск воздуха из пневмоцилиндра.

Глава 13 КОНВЕРТЕРЫ

1. Общие сведения

В СССР и за рубежом в цветной металлургии используют в основном горизонтальные конвертеры [1] как наиболее производительные.

Основной элемент горизонтального конвертера (рис. 13.1) — кожух (корпус, бочка) выполнен из листовой стали [2]. Торцы конвертера вставлены телескопически в кожух и удерживаются специальным соединением, которое компенсирует удлинение футеровки при ее нагреве.

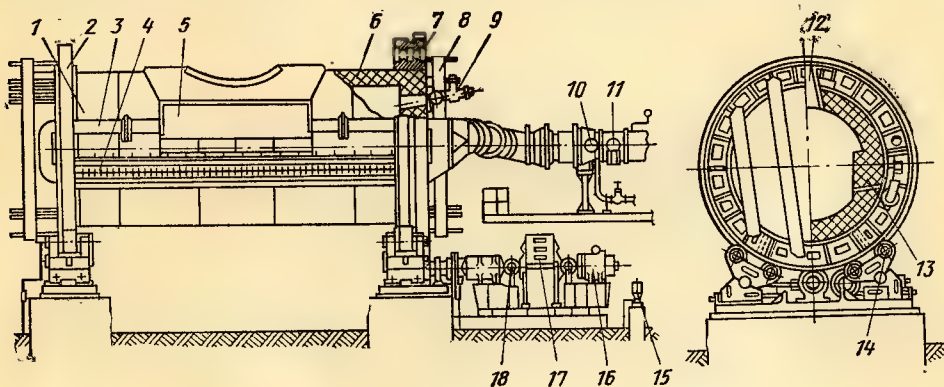


Рис. 13.1. Горизонтальный конвертер размером 3,96×9,15 м:

1 — корпус конвертера; 2 — бандаж; 3 — закольцованный коллектор; 4 — фурмоколлектор; 5 — защитный кожух; 6 — футеровка; 7 — венцовая шестерня; 8 — днище; 9 — пневматическая пушка Гарра; 10 — сальник; 11 — заслонка; 12 — горловина; 13 — фурмы; 14 — ролик; 15 — маслостанция; 16 — электродвигатель; 17 — редуктор; 18 — электромагнитный тормоз

Механизм опоры конвертера состоит из двух бандажей, каждый опирается на четыре ролика, установленных попарно на качающихся опорах. Устройство качающихся опор и передвижные постаменты обеспечивают плотное и равномерное прилегание бандажей к опорным роликам. Наружный диаметр бандажки обычно больше на 600—1000 мм диаметра кожуха конвертера. В новых конструкциях конвертеров опорные бандажки и венцовые шестерни размещены на торцах, что позволяет устанавливать дополнительно шесть фурм.

Ролики — стальные, с одной стороны гладкие, а с другой желобчатые, благодаря чему конвертер не сползает с них под влиянием температурного расширения. В нижней части качающаяся опора имеет полукруглый выступ, который входит в соответствующую впадину передвижного постамента. Передвижные постаменты могут размещаться по фундаментным плитам и фиксироваться двумя винтовыми тягами. Смазка осуществляется централизованно от маслостанции. Температурные швы частично или полностью воспринима-

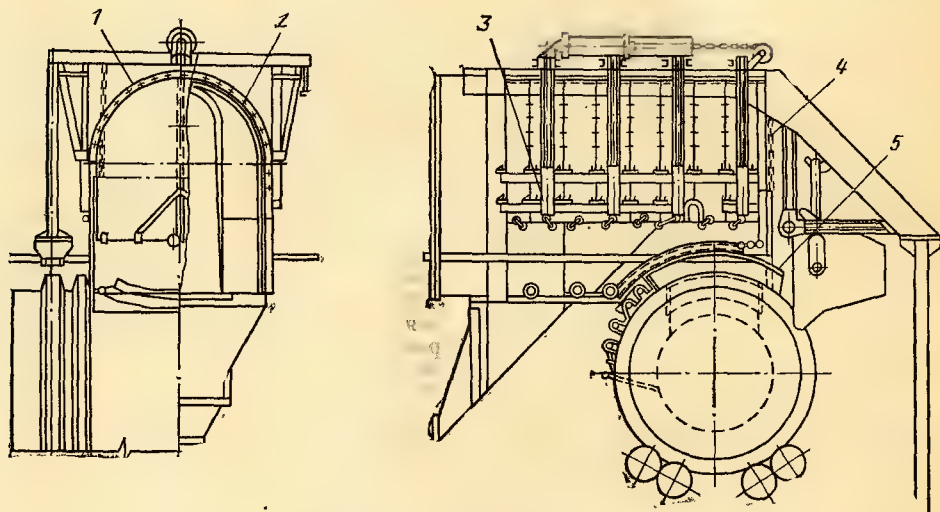


Рис. 13.2. Водохлаждаемый напыльник:

1 и 2 — правый и левый боковые кессоны; 3 — кессоны-коллекторы; 4 — передняя стенка; 5 — горловина конвертера

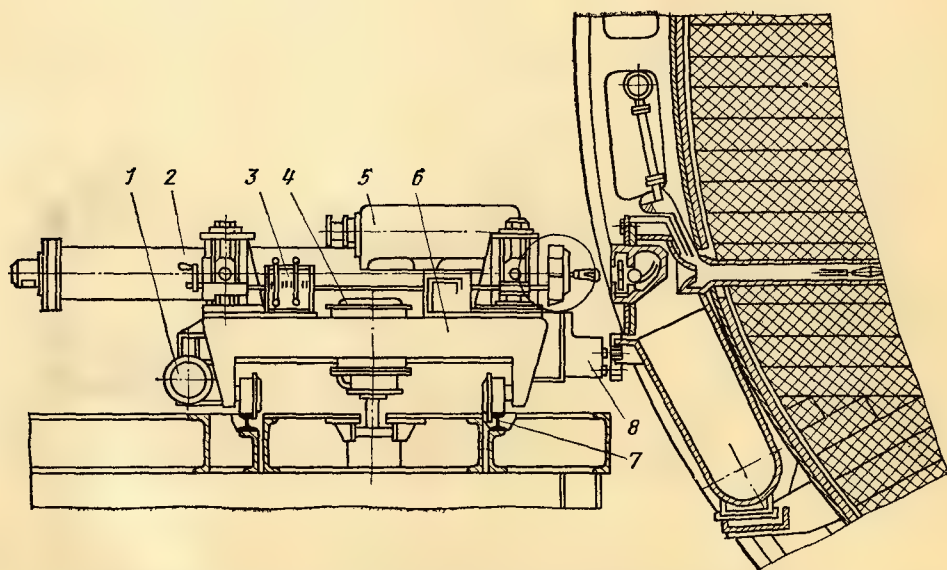


Рис. 13.3. Групповая фурмовочная машина МНФ-2У напольного типа:

1 — механизм перемещения; 2 — цилиндр прочистки; 3 — блок управления; 4 — блок закрепления; 5 — воздухораспределитель; 6 — платформа; 7 — рельсовые направляющие; 8 — блок фиксации

ют расширение кладки при нагреве, поэтому днище меньше отжимается. Кроме того, конструкцию соединения днищ с цилиндрической частью кожуха делают подвижной, используя для этого подпружиненные длинные болты с запасом резьбы 100—150 мм. При разогреве конвертера внимательно следят за отпуском гаек.

Горловина предназначена для выхода газов, загрузки штейна, кварцевого флюса и холодных добавок, а также для слива шлака и черного металла. Горловины бывают круглые, квадратные и овальные. Их делают в виде отдельных стальных отливок, закрепленных на кожухе конвертера. Высота горловины колеблется от 550 до 900 мм. Угол наклона горловины составляет 13—30 град к вертикальной плоскости.

На конвертерах в области горловины устанавливают вспомогательный или защитный кожух (фартук), который препятствует проникновению под напыльник излишнего воздуха, защищает фурмы и их рукава от брызг расплава и пыли.

Воздуховод подведен к конвертеру с одной из торцовых сторон. Сальник (поворотное соединение) обеспечивает плотность соединения при нарушении соосности конвертера и воздуховода. Каждый конвертер отделен от цехового воздуховода заслонкой. Закольцованный коллектор состоит из труб диаметром 250—350 мм, его устанавливают выше фурм (в отверстиях бандажей).

Фурмоколлекторы, фурмы и фурменные трубки предназначены для ввода воздуха в расплав. Корпус фурмы — стальной или чугунный, представляет собой тройник, верхний вводный конец которого имеет резьбу и предназначен для закрепления фурменного рукава. Горизонтальный конец полости имеет прилив в верхней части и оканчивается шаровым клапаном, за ним установлен кольцевой клапан. Другой конец полости соединен с фурменной трубкой. Для уменьшения сопротивления при подводе дутья и увеличения его упругости фурмы с фурменными рукавами и кольцевым воздуховодом заменяют фурмоколлекторами. В зависимости от типа конвертера применяют фурменные трубки с внутренним диаметром 36—51 мм и толщиной стенки 3—5 мм. Угол наклона составляет 3—11 град.

Привод для поворота конвертера состоит из электродвигателя и редуктора с электромагнитным тормозом. На случай прекращения подачи энергии устанавливают мотор-генератор или синхронные компенсаторы с маховиком. Применяют и гидроаккумуляторные или электроаккумуляторные устройства с установкой дополнительного электродвигателя постоянного тока.

Кварцевые флюсы подают в конвертер совками и ковшами, ленточными транспортерами через течку, устанавливаемую в боковой поверхности напыльника или пневматически пушками Гарра.

Для сбора конвертерных газов и задержания выбросов расплавленной массы служит напыльник (рис. 13.2). Правый и левый боковые кессоны соединены встык в

вертикальной плоскости так, что напыльник приобретает сферическую форму. К нижним частям этих кессонов присоединены кессоны-коллекторы. Передняя стенка напыльника на некоторых заводах выполняется наклонной. Напыльники, разработанные с учетом аэродинамики газового потока и его взаимодействия со стенками, как и герметизированные напыльники с испарительным охлаждением, позволяют наиболее полно утилизировать тепло и ссру конвертерных газов [3, 4].

На отечественных заводах некоторые конвертеры оборудованы индивидуальными пневмофурмовщиками. Однако наиболее совершенной считается фурмовочная машина навесного типа. Как показала практика ее эксплуатации, расплав не налипает на поверхность ломака, так как скорость движения его превышает 20 м/с, а время контакта с расплавленной массой составляет 0,026 с (при глубине погружения 150—200 мм).

Создана конструкция напольной фурмовочной машины типа МНФ-2У (рис. 13.3). Она состоит из платформы, которая перемещается вдоль фронта фурм по рельсовым направляющим. На ней расположен рабочий цилиндр прочистки с воздухораспределителем, механизм перемещения, блок фиксации, блок управления и блок закрепления.

2. Методика расчетов

Перед определением емкости конвертеров для переработки медных и медно-никелевых штейнов проводят технологические расчеты процесса конвертирования штейна, после чего определяют следующие величины [5, 6]:

1) пропускную способность конвертера по воздуху, м³/мин:

$$V_{\text{конв}} = AV_{\text{м}}^{\text{вс}} / 1440 K, \quad (13.1)$$

где A — суточная производительность конвертера по штейну, т; $V_{\text{м}}^{\text{вс}}$ — удельный расход воздуха на тонну штейна, м³/т; K — коэффициент использования конвертера под дутьем; по данным практики, $K = 0,7 \div 0,8$; 1440 — количество минут в сутках;

2) удельную нагрузку фурм конвертера по воздуху, м³/(см²·мин):

$$V_0^{\text{уд}} = 1,74 \sqrt{(p_1 - H_{\text{гидр}})/C}, \quad (13.2)$$

где p_1 — избыточное давление воздуха в коллекторе, кгс/см²; $H_{\text{гидр}}$ — гидростатическое противодействие штейновой ванны, кгс/см²; определяется по плотности штейна ρ , кгс/см³, и средней высоте слоя штейна над фурмами h , см ($H_{\text{гидр}} = \rho h$); C — коэффициент гидравлического сопротивления, зависящий от конструкции воздухораспределительной системы; для существующих конструкций $C = 6 \div 7$; при использовании улучшенных конфигураций воздухораспределительной системы $C \leq 3 \div 5$;

3) площадь сечения всех работающих фурм конвертера, см²:

$$S_{\phi} = V_{\text{конв}} / V_0^{\text{уд}}; \quad (13.3)$$

4) число работающих фурм

$$n_p = 127,2 S_{\phi} / d^2, \quad (13.4)$$

где d — диаметр фурменных трубок, мм;

5) число установленных фурм:

$$n_{\text{уст}} = (1,2 \div 1,3) n_p, \quad (13.5)$$

где 1,2—1,3 — коэффициент запаса, учитывающий возможный выход из строя некоторых фурм;

6) тип и размеры конвертера. Согласно полученным результатам, по приведенным ниже данным выбирают ближайший больший типоразмер конвертера 1—3 [5]:

10) диаметр воздухопровода рассчитывают по формуле, м:

$$d = 1,13 \sqrt{V_{tP} / W_{tP}}, \quad (13.10)$$

где W_{tP} — действительная скорость в воздухопроводе, м/с; рекомендуется принимать $W_{tP} = 10 \div 30$ м/с. Меньшие значения принимают для низких, а большие — для высоких давлений; V_{tP} — действительное объемное количество воздуха, м³/с, проходящее через воздухопровод при температуре $t_{\text{воз}}$ и давлении P_1 ;

$$V_{tP} = \frac{V_{\text{конв}} (273 + t_{\text{воз}})}{(1 + P_1) t_{\text{воз}} 273}. \quad (13.11)$$

Конвертирование относится к числу пирометаллургических процессов, не тре-

	1	2	3
Диаметр кожуха, м	2,3	3,66	3,96
Длина кожуха, м	4,5	6,1	9,15
Число фурм	18	30—34	44—52
Диаметр фурм, мм	38	38—44	44—53
Площадь сечения фурм, см ²	204	350—400	670—800
Пропускная способность по воздуху, м ³ /мин	180	300—350	600—650
Емкость по черновой меди, т	15	35—40	80
Размеры горловины, м	1,1×1,8	1,7×1,9	1,9×2

При выборе конвертера следует учитывать, что в последние годы на большинстве предприятий длина конвертеров увеличена на 1,0—1,5 м с доведением их емкости по меди до 50—60 и 85—100 т. В настоящее время по новым стандартам изготавливают конвертеры размерами 3,96×10,0 м. Емкость их равна 80 т [7]. Характеристики конвертеров, установленных на отечественных и зарубежных заводах, приведены в табл. 13.1 и 13.2;

7) размеры горловины. Сечение горловины выбранного конвертера $S_{\text{горл}}$, м², проверяют по действительной скорости газов в горловине W_t , м/с, и количеству отходящих из конвертера газов V_t , м³/с:

$$W_t = V_t / S_{\text{горл}}; \quad (13.6)$$

$$V_t = \frac{AV_{\text{м}}^{\text{газ}} (273 + t)}{86400 \cdot K \cdot 273}, \quad (13.7)$$

где $V_{\text{м}}^{\text{газ}}$ — удельное количество газов на 1 т штейна, м³/т; t — температура отходящих газов, °С; 86400 — количество секунд в сутках.

Практикой установлено, что для нормальной работы конвертеров W_t должно быть $\leq 8 \div 12$ м/с;

8) производительность воздуходувной машины, м³/мин:

$$V_{\text{воз}} = (1,15 \div 1,35) V_{\text{конв}}, \quad (13.8)$$

где 1,15—1,35 — коэффициент восполнения, учитывающий потери воздуха в воздухоподводящей трассе;

9) давление дутья P , кгс/см², создаваемое воздуходувкой, должно на 15—25 % превышать давление на коллекторе:

$$P_{\text{воз}} = (1,15 \div 1,25) P_1; \quad (13.9)$$

бующих затрат топлива или электроэнергии. Все тепло, необходимое не только для протекания технологического процесса, но и для дополнительной переработки холодных материалов, получается из реакции окисления и шлакообразования. За счет выделяющегося тепла происходит повышение температуры расплава на 1—3 °С за 1 мин дутья.

Во избежание чрезмерного повышения температуры расплава в первом периоде при конвертировании медных штейнов и в течение всей продувки при конвертировании никелевых штейнов в расплав вводят холодные присадки, богатые по содержанию медью, никелем и другими металлами, обороты и рудное сырье. Количество холодных присадок может быть ориентировочно найдено по рис. 13.4 и 13.5. Оптимальная температура процесса конвертирования медных штейнов составляет 1150—1200 °С. При конвертировании медноникелевых штейнов обычной является температура 1220—1240 °С, никелевых штейнов 1260—1280 °С [8]. Тепловой баланс процесса конвертирования рассчитывают на основании данных технологических расчетов по периодам.

В общем виде тепловой баланс I периода, например, при конвертировании медных штейнов, определяется уравнением

$$Q_{\text{шт}} + Q_{\text{воз}} + Q_{\text{окз}} + Q_{\text{ошл}} = Q_{\text{б.м}} + Q_{\text{шл}} + Q_{\text{газ}} + Q_{\text{энд}} + Q_{\text{вн}}. \quad (13.12)$$

Тепло штейна $Q_{\text{шт}}$, белого матта $Q_{\text{б.м}}$, шлака $Q_{\text{шл}}$ и воздуха $Q_{\text{воз}}$ рассчитывают по формуле

$$Q = BC_p t, \quad (13.13)$$

ТАБЛИЦА 13.1

**ХАРАКТЕРИСТИКА НЕКОТОРЫХ КОНВЕРТЕРОВ,
УСТАНОВЛЕННЫХ НА МЕДЕПЛАВИЛЬНЫХ ЗАВОДАХ СССР [1]**

Завод или комбинат	Емкость по меди, т	Размеры конвер- тера, м		Число фурм	Диаметр фурм, мм	Размеры горловины, м	Расход воздуха, м³/мин
		диаметр	длина				
Балхашский . . .	80	3,95	10,2	52	51	2×3	680—720
Норильский . . .	80	3,96	10,2	52	50	2,5×3,5	660—700
Среднеуральский .	75	3,96	9,15	52	51	2,5×2	680
Алмалыкский . .	75	3,96	9,15	52	50	2,0×3,0	—
Джезказганский .	80	—	—	52	50	2,0×3,0	—
Красноуральский .	40	3,66	6,8	34	44	1,7×2,5	350
Кировградский . .	40	3,05	7,87	36	44	1,98×1,74	125—500
Алавердский . . .	40	3,0	7,3	34	44	1,8×2,1; 1,6×2,1	350

ТАБЛИЦА 13.2

ХАРАКТЕРИСТИКА КОНВЕРТЕРОВ, УСТАНОВЛЕННЫХ НА ЗАРУБЕЖНЫХ ЗАВОДАХ [1]

Завод (страна)	Число кон- вертеров	Размер кон- вертеров, м		Число фурм	Диаметр фурм, мм	Тип фурмов- ки	Расход воз- духа, м³/мин	Содержание Си в штейне, %
		диа- метр	длина					
Гарфильд (США) . . .	9	3,96	9,15	—	50	Механи- ческая	705	41,0
Моренси (США) . . .	6	3,96	9,15	52	38,51	То же	730-780	35,7
Сан-Мануэль (США) . .	3	3,96	9,15	48	44,51	»	850	32
Хейден (США)	3	3,96	9,15	48; 52	51	»	538-651	42-46
Норанда (Канада) . .	3	3,96	9,15	52	49	»	637	25,8-28,6
	1	3,66	9,15	46	49	»		
	1	3,96	8,5	50	49	»		
Гаспэ (Канада)	2	3,96	9,15	50	47	»	662	30,8
Чукикамата (Чили) . .	4	3,96	9,15	48	38,51	Ручная	708-850	48—55
Ило (Перу)	4	3,96	9,15	44	51	»	708-770	33,0
Харьявалта (Финлян- дия)	2	3,66	6,7	32	47	—	246-360	55-60
Роншер (Швеция) . . .	2	3,66	9,15	52	—	—	—	34,0
Онахама (Япония) . .	3	3,96	9,15	51	44-50	—	506-770	—
Наосима (Япония) . .	4	3,0	6,32	—	—	—	166-200	—
Муфулира (Замбия) .	3	3,96	9,15	46	38	Механи- ческая	570	61
Рокаиа (Замбия) . . .	2	3,96	9,15	43; 51	51	—	628	58-63
Маунт-Айза (Австралия)	2	3,96	9,15	52	51	Ручная	770	42-45

где B — расход массы, кг; C_p — теплоемкость, ккал/(кг·°C); t — температура, °C.

Тепло экзотермических $Q_{акз}$, эндотермических $Q_{энд}$ и реакций шлакообразования $Q_{онл}$ определяют исходя из количества вступивших во взаимодействие друг с дру-

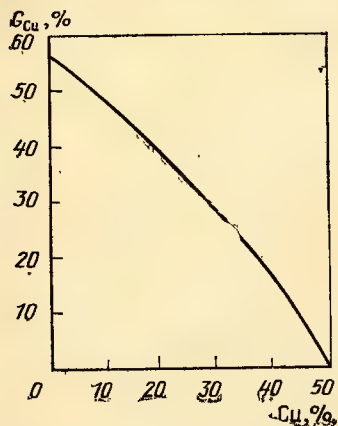


Рис. 13.4. Зависимость количества холодных материалов (в процентах от массы горячего штейна) при конвертировании медных штейнов G_{Cu} от содержания меди в штейне

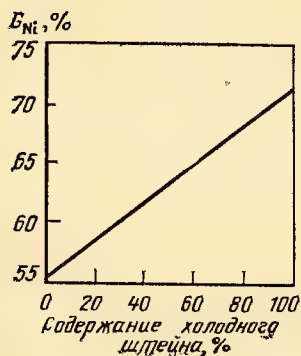


Рис. 13.5. Зависимость количества холодных материалов (в процентах от массы горячего штейна) при конвертировании никелевых штейнов G_{Ni} от количества холодного штейна (в процентах от горячего штейна)

гом соединений и тепловых эффектов образования этих соединений.

Тепло конвертерных газов, ккал, определяют по выражению

$$Q_{газ} = (V_{SO_2} c_{SO_2} + V_{SO_3} c_{SO_3} + V_{O_2} c_{O_2} + V_{H_2O} c_{H_2O} + V_{N_2} c_{N_2}) t_{газ}, \quad (13.14)$$

где V_{SO_2} , V_{SO_3} , V_{O_2} , V_{H_2O} , V_{N_2} — количество отходящих газов, м³, а c_{SO_2} ,

c_{SO_3} , c_{O_2} , c_{H_2O} , c_{N_2} — теплоемкости соответствующих газов, ккал/(м³·°C); $t_{газ}$ — температура газов, °C.

Потери тепла во внешнюю среду $Q_{вн}$ определяют следующим образом:

а) предварительно определяют балансовое время $T_{бал}$, ч, переработки 100 кг штейна:

$$T_{бал} = Tm V'_{воз} / (AV_{воз}), \quad (13.15)$$

где T — продолжительность суток, ч; m — количество перерабатываемого штейна, $m = 0,1$ т; A — суточная производительность по штейну, т; $V'_{воз}$ — расход воздуха в I период конвертирования, кг; $V_{воз}$ — суммарный расход воздуха в I и II периодах конвертирования, кг;

б) вычисляют поверхность кожуха конвертера $S_{ст}$, м², за вычетом площади горловины $S_{горл}$, м², с учетом ребристости кожуха $K_{ребр}$:

$$S_{ст} = K_{ребр} \left(\frac{\pi d^2}{4} + 2 + \pi dL - S_{горл} \right), \quad (13.16)$$

где $K_{ребр}$, по практическим данным, принимают равным 1,3—1,5; d — диаметр конвертера, м; L — длина конвертера, м;

в) определяют потери тепла кладкой $Q_{ст}$, ккал:

$$Q_{ст} = q_{пот} S_{ст} T_{бал}, \quad (13.17)$$

где $q_{пот}$ — удельная потеря тепла стенками, ккал/(м²·ч); находят по рис. 13.6;

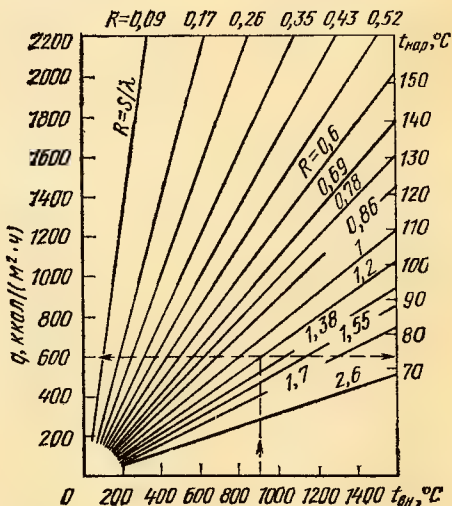


Рис. 13.6. Зависимость потерь тепла q и температуры наружной поверхности стенки $t_{нар}$ от температуры внутренней поверхности стенки $t_{вн}$

г) определяют потери тепла излучением $Q_{изл}$, ккал, через открытую горловину по рис. 13.7 и формуле

$$Q_{изл} = q_{пот} S_{горл} T_{бал}. \quad (13.18)$$

Коэффициент диафрагмирования Φ_d для окон и больших отверстий в кладке металлургических печей равен 0,7—0,8.

Уравнение теплового баланса II периода конвертирования имеет вид:

$$Q_{б.м} + Q_{в} + Q_{зкв} = Q_{м} + Q_{газ} + Q_{энд} + Q_{вн}, \quad (13.19)$$

где $Q_{м}$ — тепло черновой меди.

Уравнение решают аналогично изложенному выше.

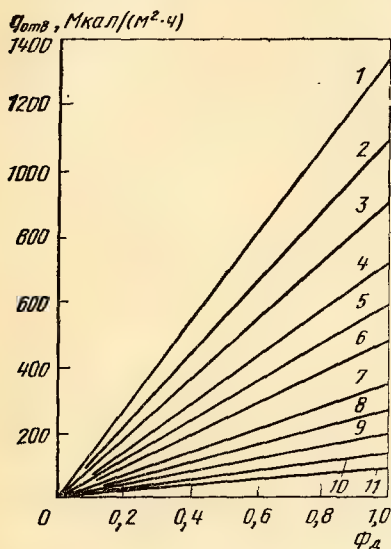


Рис. 13.7. Зависимость потерь тепла через открытые отверстия $q_{отв}$ от коэффициента диафрагмирования ϕ_d при температуре в конвертере, °C: 1 — 2000; 2 — 1900; 3 — 1800; 4 — 1700; 5 — 1600; 6 — 1500; 7 — 1400; 8 — 1300; 9 — 1200; 10 — 1100; 11 — 1000

На основании тепловых балансов I и II периодов составляют сводный тепловой баланс конвертера.

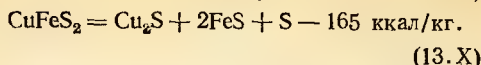
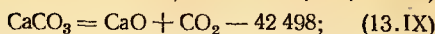
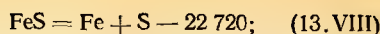
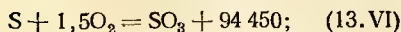
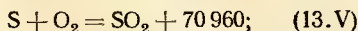
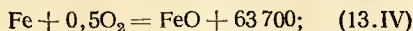
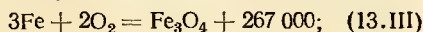
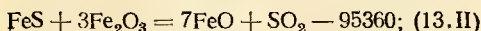
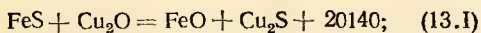
3. Примеры расчетов

Пример. Рассчитать конвертеры для переработки медного штейна, содержащего 24,88 % S и 28,0 % Cu, производительностью 400 т/сут по горячему штейну.

Для поддержания нормального теплового режима по рис. 13.4 находим, что необходимо загрузить в конвертер 30 % холодных материалов.

При расчете технологического процесса I периода [5] получаем (на 100 кг штейна) 111,2 кг конвертерного шлака и 30 кг кремнистой руды.

В I периоде протекают следующие реакции:



В реакциях (13.1) — (13.11) участвуют соответственно, кг: Cu_2O 0,57; Fe_2O_3 1,39; Fe 1,43 и 29,44; S 15,18 и 2,5; Fe 30,8 и 30,87; CaCO_3 1,007 и CuFeS_2 0,25.

В расчете на основании экспериментальных данных принимается, что в I периоде конвертирования отношение количества серы, окисляющейся до SO_2 к количеству серы, окисляющейся до SO_3 , составляет 6:1, во II периоде — соответственно 5:1.

На окисление Fe и S при содержании в воздухе 23 % O_2 и коэффициенте использования кислорода в ванне 95 % надо в I периоде подать воздуха 127,5 кг. При этом образуется газов, кг: SO_2 30,36; SO_3 6,27; O_2 1,49; N_2 98,10 и H_2O 1,53.

Во II периоде при расходе дутья 34,5 кг из 38,56 кг белого матта образуется, кг: черновой меди 29,64; SO_2 11,6; SO_3 2,96; O_2 0,38 и N_2 26,55. При этом окислилось до SO_2 5,8 кг серы, а до SO_3 — 1,19 кг серы.

1. Пропускная способность конвертера по воздуху.

На основании технологического расчета удельный расход воздуха на 1 т штейна: $V_{уд} = 162 : (0,1 \cdot 1,29) = 1250 \text{ м}^3/\text{т}$.

По формуле (13.1): $V_{конв} = (400 \cdot 1250) : (1440 \cdot 0,75) = 470 \text{ м}^3/\text{мин}$.

2. Удельная нагрузка фурм конвертера. Принимаем $C = 6,0$; $T = 333 \text{ К}$; $\rho_{шт} = 0,005 \text{ кг/см}^3$; $h = 60 \text{ см}$; $p_1 = 1,2 \text{ кгс/см}^2$; по формуле (13.2):

$$V_{уд}^* = 1,74 \sqrt{(1,2 - 0,3)/6,0} = 0,67 \text{ м}^3/(\text{см}^2 \cdot \text{мин}).$$

3. По формуле (13.3) площадь сечения работающих фурм: $S_{ф} = 470 : 0,67 = 700 \text{ см}^2$.

4. При диаметре фурменных трубок $d = 46 \text{ мм}$ по формуле (13.4): $n_p = 127,2 \times \sqrt{700} : 2116 = 42$.

5. С учетом резерва 20 % число установленных фурм по формуле (13.5): $n_{уст} = 1,2 \cdot 42 = 50$.

6. Исходя из найденных значений $S_{ф}$, $n_{уст}$ и d , по данным, приведенным на с. 299, выбираем горизонтальный конвертер с размерами по кожуху $3,96 \times 9,15 \text{ м}$ и емкостью по черновой меди 80 т.

7. Проверка размеров горловины.

В соответствии с технологическим расчетом общее количество газов за I и II периоды на 1 т штейна $V_{м}^{\text{газ}} = (93,8 + 26,37) : 0,1 = 1202 \text{ м}^3/\text{т}$. По формуле (13.7) при $t = 1000 \text{ °C}$: $V_t = (400 \cdot 1202 \times 1273) / (86400 \cdot 0,7 \cdot 273) = 37,1 \text{ м}^3/\text{с}$.

По формуле (13.6): $W_t = 37,1 : 3,8 = 9,8 \text{ м/с}$.

Поскольку полученное значение скорости газов не превышает пределов, установленных практикой, стандартные размеры горловины не нуждаются в изменениях.

По формуле (13.8) производительность

воздуходувной машины с учетом 20 % резерва на восполнение потерь: $V_{\text{воз}} = 1,2 \times 470 = 564 \text{ м}^3/\text{мин}$.

По формуле (13.9): $\rho_{\text{воз}} = 1,2 \cdot 1,2 = 1,44 \text{ кгс/см}^2$.

Секундное количество воздуха, проходящее по воздухопроводу, на один конвертер при $\rho_1 = 1,44 \text{ кгс/см}^2$ и $t = 60^\circ\text{C}$ находим по формуле (13.11): $V_{tP} = 470(273 \times 60)/(1 + 1,44)60 \cdot 273 = 3,9 \text{ м}^3/\text{с}$.

При скорости воздуха 20 м/с по формуле (13.10):

$$d = 1,13 \sqrt{3,9/20} = 0,5 \text{ м.}$$

Тепловой баланс процесса рассчитаем на основании приведенных выше данных по периодам конвертирования.

Тепловой баланс I периода. По формуле (13.13): $Q_{\text{шт}} = 100 \cdot 0,2 \cdot 1100 = 22000 \text{ ккал}$; $Q_{\text{воз}} = 127,5 \cdot 0,24 \cdot 60 = 1840 \text{ ккал}$; $Q_{\text{б.м}} = 38,56 \cdot 0,18 \cdot 1250 = 8660 \text{ ккал}$; $Q_{\text{шл}} = 111,2 \cdot 0,295 \cdot 1200 = 39300 \text{ ккал}$.

Тепло экзотермических реакций рассчитывают по реакциям (13.I), (13.III) — (13.VI):

$$Q_{\text{экс}} = (20140 \cdot 0,57 + 143,2) + (267000 \cdot 1,43 + 167,7) + (63700 \cdot 29,44 + 55,9) + (70960 \cdot 15,18 + 32,1) + (94450 \cdot 2,5 + 32,1) = 76620 \text{ ккал.}$$

По реакции (13.VII): $Q_{\text{ошл}} = 11900 \times 30,8 : 111,8 = 3270 \text{ ккал}$.

По формуле (13.14) с учетом перевода газа с массовых в объемные единицы: $Q_{\text{газ}} = (10,6 \cdot 0,536 + 1,76 \cdot 0,93 + 1,04 \cdot 0,353 + 1,9 \cdot 0,41 + 78,5 \cdot 0,334)1000 = 34670 \text{ ккал}$.

По реакциям (13.II), (13.VIII) — (13.X): $Q_{\text{энд}} = (95360 \cdot 1,39 + 479,1 + 22720 \cdot 3087 : 55,9 + 42498 \cdot 1,007 : 100,1 + 165 \cdot 0,25) = 13303 \text{ ккал}$.

Испарение влаги кремнистой руды: $1,53 \times 600 = 920 \text{ ккал}$.

Тепловые потери во внешнюю среду: по формуле (13.15): $T_{\text{бал}} = (0,24 \cdot 0,1 + 127,5) : (400 - 162) = 0,0047$; по формуле (13.16): $S_{\text{ст}} = 1,4(3,14 : 4 \cdot 3,92^2 \cdot 2 + 3,14 \cdot 3,96 \cdot 9,15 - 3,8) = 188 \text{ м}^2$.

Потери тепла кладкой. Предварительно определяем тепловое сопротивление клад-

ки конвертера S/λ , состоящей из хромомagneзитового кирпича толщиной 460 мм и 50-мм хромомagneзитовой засыпки: $S/\lambda = (0,46 + 0,05) : 1,7 = 0,3$, где S — толщина футеровки и засыпки соответственно, м; λ — коэффициент теплопроводности, ккал/(м·ч·°C).

При температуре внутренней поверхности стенки 1300°C температура наружной поверхности кожуха конвертера и удельный тепловой поток составляют соответственно 200°C и $3500 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч)}$ (см. рис. 13.6).

По формуле (13.17): $Q_{\text{ст}} = 3500 \cdot 188 \times 0,0047 = 2632 \text{ ккал}$.

Приняв коэффициент диафрагмирования $\Phi_d = 0,75$, при температуре внутренней полости конвертера 1300°C (см. рис. 13.7) находим $q = 200000 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч)}$. По формуле (13.18) определяем потерю тепла излучением через открытую горловину: $Q_{\text{изл}} = 200000 \cdot 3,8 \cdot 0,047 = 3400 \text{ ккал}$.

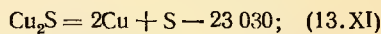
На основании сделанных расчетов составляем тепловой баланс I периода (табл. 13.3).

Тепловой баланс II периода. По формуле (13.18): $Q_{\text{б.м}} = 38,56 \cdot 0,18 = 8660 \text{ ккал}$; $Q_{\text{воз}} = 34,5 \cdot 0,24 \cdot 60 = 497 \text{ ккал}$; $Q_{\text{м}} = 29,64 \cdot 0,108 \cdot 1200 = 3850 \text{ ккал}$.

Тепло реакций окисления серы до SO_2 и SO_3 : $Q_{\text{экс}} = (70960 \cdot 5,8 + 32,1) + (94450 \times 1,19 + 32,1) = 16300 \text{ ккал}$.

По формуле (13.14): $Q_r = (4,07 \cdot 0,546 + 0,83 \cdot 0,935 + 0,27 \cdot 0,359 + 21,2 \cdot 0,34)1200 = 12300 \text{ ккал}$.

Расход тепла на эндотермическую реакцию:



$$Q_{\text{энд}} = 23030 \cdot 6,99 : 32,1 = 5010 \text{ ккал.}$$

По формуле (13.15): $T_{\text{бал}} = (24 \cdot 0,1 \times 0,006) : (400 - 162) = 0,00131 \text{ ч}$.

При температуре внутренней поверхности стенки 1350°C температура наружной поверхности кожуха конвертера и удельный тепловой поток составляют соответственно 210°C и $3800 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч)}$ (см. рис. 13.6).

По формуле (13.17): $Q_{\text{ст}} = 3800 \cdot 188 \times 0,0013 = 929 \text{ ккал}$. По рис. 13.7 находим $q = 240000 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч)}$. По формуле (13.18): $Q_{\text{изл}} = 240000 \cdot 3,8 \cdot 0,0013 = 1186 \text{ ккал}$.

Тепловые балансы II периода и сводный приведены в таблицах 13.4 и 13.5.

ТАБЛИЦА 13.3

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС I ПЕРИОДА

Статья прихода	Количество тепла		Статья расхода	Количество тепла	
	ккал	%		ккал	%
Тепло штейна	22 000	21,2	Тепло белого матта	8 660	8,4
Тепло воздуха	1 840	1,8	Тепло шлака	39 300	37,9
Тепло экзотермических реакций	76 620	73,8	Тепло газов	34 670	33,4
Тепло шлакообразования	3 270	3,2	Тепло эндотермических реакций	14 226	13,7
			Тепло, теряемое во внешнюю среду	6 032	5,8
			Неучтенные потери	842	0,8
Всего	103 730	100	Всего	103 730	100

ТАБЛИЦА 13.4

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС II ПЕРИОДА

Статья прихода	Количество тепла		Статья расхода	Количество тепла	
	ккал	%		ккал	%
Тепло белого мата	8 660	34,0	Тепло черновой меди	3 850	15,10
Тепло воздуха	500	2,0	Тепло эндотермических реакций	5 010	19,70
Тепло экзотермических реакций	16 300	64,0	Тепло газов	12 300	48,30
			Потери тепла во внешнюю среду	2 115	8,30
			Неучтенные потери и невязка	2 185	8,60
Всего	25 460	100	Всего	25 460	100

ТАБЛИЦА 13.5

СВОДНЫЙ ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС КОНВЕРТЕРА

Статья прихода	Количество тепла		Статья расхода	Количество тепла	
	ккал	%		ккал	%
Тепло штейна	22 000	18,3	Тепло черновой меди	3 850	3,2
Тепло воздуха	2 340	1,9	Тепло шлака	39 300	32,6
Тепло экзотермических реакций	92 920	77,1	Тепло газов	46 970	39,0
Тепло шлакообразования	3 270	2,7	Тепло эндотермических реакций	19 236	15,9
			Потери тепла во внешнюю среду	8 147	6,8
			Неучтенные потери и невязка	3 027	2,5
Всего	120 530	100,0	Всего	120 530	100,0

Глава 14

ВЕЛЬЦ-ПЕЧИ

1. Общие сведения

Вельцевание — широко применяемый процесс переработки полиметаллических отходов металлургического производства: шлаков свинцового, медного и оловянного производства, твердых остатков цинкового производства (раймовки, кеков) и др. с целью дополнительного извлечения ценных металлов. Перерабатываемые продукты смешивают с измельченным углеродистым топливом — восстановителем (коксик, антрацит и др.), являющимся главным источником тепла в процессе, и подвергают нагреву до 1200—1300 °С во вращающейся горизонтальной трубчатой печи (вельц-печи). При этом расход углерода на восстановительные процессы составляет примерно 45—50 % общего его количества в шихте; остальной углерод сгорает с кислородом печных газов и создает тепло для нагрева шихты. Кроме того, избыток коксика используется для поддержания необходимой ее консистенции [1—5].

Печи имеют длину 40—90 м, диаметр 2,5—3,5 м. Устанавливают их с уклоном 3—5 град для обеспечения транспортировки материала; скорость вращения 1—2 об/мин. Движение газов и материала в печи противоточное; продолжительность пребывания материала в печи 2—3 ч.

Вельц-печь условно можно разделить на три зоны: подготовительную, реакционную и формирования клинкера.

В зависимости от вида сырья вельц-печь может работать полностью только за счет горючего шихты, или ее дополнительно подтапливают непрерывно или периодически. В качестве топлива для подтопки применяют горючие газы (природный, газогенераторный), жидкое или пылеугольное топливо. Для улучшения тепловой работы вельц-печей целесообразно равномерно распределять принудительное дутье по длине реакционной зоны, использовать природный газ или другое топливо с целью замены части твердого топлива-восстановителя, а также шихту и огнеупоры улучшенного качества.

2. Методика расчетов

Расчет вельц-печи и поверочный, и при проектировании новой печи сводится к техническому расчету шихты, составлению теплового баланса и определению ее размеров при заданных производительности и минеральном и химическом составах перерабатываемого материала на основе процессов теплообмена в ней или при заданных размерах к определению производительности печи [6, 7].

Расчет шихты производят на 100 кг (считать на сухую массу) и начинают с определения необходимого для одного процесса количества топлива-восстановителя [8]. Для осуществления процесса возгонки металлов достаточно, чтобы в шихте было ~10 % топлива-восстановителя от ее массы. Однако из-за необходимости повышения тугоплавкости шихты на основании заводской практики его количество принимают равным 34—50 % от массы шихты.

В процессе эксплуатации эту величину уточняют.

Затем рассчитывают выход и химический состав вельц-окислов, состав и выход клинкера [2]. На основании этих данных рассчитывают количество и состав дымовых газов.

Расчет дымовых газов. Количество сгоревшего углерода топлива-восстановителя при вельцевании равно, кг:

$$B_{\text{сг}} = B_{\text{с}} - (B_{\text{кл}} + B_{\text{ок}}), \quad (14.1)$$

		CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂
Состав дымовых газов:					
м ³		V _{CO₂}	V _{H₂O}	V _{N₂} + V _{N₂} ^{изб}	V _{O₂} ^{изб}
%		V _{CO₂} /V _г	V _{H₂O} /V _г	(V _{N₂} + V _{N₂} ^{изб})/V _г	V _{O₂} ^{изб} /V _г

где $B_{\text{с}}$ — количество углерода в топливе-восстановителе, кг; $B_{\text{кл}}$ и $B_{\text{ок}}$ — количество углерода топлива-восстановителя, перешедшее в клинкер и вельц-окислы соответственно, кг.

Количество кислорода, необходимое для его сгорания, равно, кг:

$$B_{\text{O}_2} = B_{\text{сг}} 32/12, \quad (14.2)$$

где 32 — молекулярная масса кислорода, кг; 12 — атомная масса углерода, кг.

Количество полученного углекислого газа равно, кг:

$$B_{\text{CO}_2} = B_{\text{сг}} + B_{\text{O}_2} \quad (14.3)$$

или по объему, м³:

$$V_{\text{CO}_2} = B_{\text{CO}_2} 22,4/44, \quad (14.4)$$

где 22,4 — объем 1 кмоль газа, м³; 44 — молекулярная масса углекислого газа, кг.

Количество влаги, выделившейся из шихты, равно, кг:

$$B_{\text{H}_2\text{O}} = B_z W_z + B_m W_m, \quad (14.5)$$

где B_z и B_m — количество влажного цинк-содержащего материала и топлива-восста-

новителя, кг; W_z и W_m — влажность цинк-содержащего материала и топлива-восстановителя, доли, или по объему, м³:

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = B_{\text{H}_2\text{O}} 22,4/18,02, \quad (14.6)$$

где 18,02 — молекулярная масса воды, кг.

Задаваясь процентным содержанием углекислого газа в дымовых газах, находим их общий объем, м³:

$$V_{\text{г}} = V_{\text{CO}_2} 100/\text{CO}_2. \quad (14.7)$$

Обычно содержание CO₂ равно 16—18 %.

В шихте содержится так называемый твердый кислород $B_{\text{O}_2}^{\text{ТВ}}$, поэтому из воздуха требуется лишь следующее его количество, кг:

$$B_{\text{O}_2}^{\text{ВОЗ}} = B_{\text{O}_2} - B_{\text{O}_2}^{\text{ТВ}} \quad (14.8)$$

или по объему, м³:

$$V_{\text{O}_2}^{\text{ВОЗ}} = B_{\text{O}_2}^{\text{ВОЗ}} 22,4/32. \quad (14.9)$$

С твердым кислородом поступает азота, м³:

$$V_{\text{N}_2} = V_{\text{O}_2}^{\text{ВОЗ}} 3,76. \quad (14.10)$$

Содержание избыточного воздуха составляет, м³:

$$V_{\text{ВОЗ}}^{\text{изб}} = V_{\text{г}} - (V_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}). \quad (14.11)$$

В нем содержится, м³: кислорода $V_{\text{O}_2}^{\text{изб}} = V_{\text{ВОЗ}}^{\text{изб}} 0,21$, азота $V_{\text{N}_2}^{\text{изб}} = V_{\text{ВОЗ}}^{\text{изб}} 0,79$.

Находим состав дымовых газов:

Расчет теплового баланса [9]. Расчет ведут на 100 кг шихты.

А. Приход тепла

1. Тепло от горения углерода, ккал:

$$Q_{\text{CO}_2} = 7848 B_{\text{сг}}, \quad (14.12)$$

где 7848 — теплота сгорания углерода, ккал.

2. Тепло, вносимое шихтой (энтальпия шихты), ккал:

$$Q_{\text{ш}} = 100 c_{\text{ш}} t_{\text{ш}}, \quad (14.13)$$

где $c_{\text{ш}}$ — теплоемкость шихты, ккал/(кг × °C); $t_{\text{ш}}$ — температура шихты, загружаемой в печь, °C.

3. Тепло, вносимое воздухом (энтальпия воздуха), ккал:

$$Q_{\text{ВОЗ}} = V_{\text{ВОЗ}} c_{\text{ВОЗ}} t_{\text{ВОЗ}}, \quad (14.14)$$

где $c_{\text{ВОЗ}}$ — теплоемкость воздуха, ккал/(м³ × °C); $t_{\text{ВОЗ}}$ — температура воздуха, °C.

4. Тепло экзотермических реакций, ккал:

$$Q_{\text{ЭК}} = 1770 B_{\text{ЗП}}, \quad (14.15)$$

где 1770 — теплота экзотермической реак-

ции окисления цинка, ккал; B_{Zn} — количество цинка, перешедшее в вельц-окислы, кг.

5. В случае подтопки вельц-печи учитывают тепло от горения этого топлива, ккал:

$$Q_T = Q_H^P B_T, \quad (14.16)$$

где Q_H^P — теплота сгорания топлива, ккал/кг; B_T — количество сжигаемого топлива, приходящееся на 100 кг сухой шихты, кг. Б. Расход тепла

1. Тепло в основных продуктах:

а) тепло в клинкере, ккал:

$$Q_{кл} = B_{кл} c_{кл} t_{кл}, \quad (14.17)$$

где $B_{кл}$ — количество полученного клинкера, кг, определяя в технологическом расчете шихты; $c_{кл}$ — теплоемкость клинкера, ккал/(кг·°C); $t_{кл}$ — температура клинкера на выходе из печи, °C;

б) тепло в вельц-окислах, ккал:

$$Q_{вц} = B_{вц} c_{вц} t_{вц}, \quad (14.18)$$

где $B_{вц}$ — количество вельц-окислов, кг, определяя в технологическом расчете шихты; $c_{вц}$ — теплоемкость вельц-окислов, ккал/(кг·°C); $t_{вц}$ — температура вельц-окислов, °C; принимают равной температуре уходящих из печи газов.

2. Тепло эндотермических процессов $Q_{эн}$. Рассчитывают по тепловым эффектам соответствующих химических реакций на основе технологического расчета шихты. В ряде случаев из-за неточности сведений о компонентах шихты и тепловых эффектах реакций это тепло можно определить как остаточный член расходной части теплового баланса.

3. Тепло на испарение влаги из шихты, ккал:

$$Q_{и} = B_{вл} (642 - t_{ш}), \quad (14.19)$$

где $B_{вл}$ — количество влаги в шихте, кг; 642 — суммарное значение теплоты парообразования и тепла нагрева водяных паров до 100 °C, ккал/кг; $t_{ш}$ — температура загруженной шихты, °C.

4. Физическое тепло уходящих газов:

$$Q_{ух} = V_g c_g t_g - (36V_{H_2O} + V_{воз} c_{воз} t_{воз}), \quad (14.20)$$

где c_g — теплоемкость уходящих газов, ккал/(м³·°C); подсчитывают с учетом их состава; 36 — энтальпия 1 м³ водяного пара при 100 °C.

5. Потери тепла во внешнюю среду, ккал:

$$Q_{ср} = \frac{100\alpha(t_p - t_{ср})F}{B_{ш}}, \quad (14.21)$$

где α — коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности печи к воздуху, ккал/(м²·ч·°C); t_p — средняя температура наружной поверхности печи, °C; $t_{ср}$ — температура окружающей среды, °C; F — наружная поверхность печи, м²; $B_{ш}$ — производительность печи по шихте, кг/ч.

Для оценки эффективности тепловой работы печи применяют термический к. п. д. η_T , %:

$$\eta_T = \frac{(Q_{кл} + Q_{вц} + Q_{эн})}{Q_{ух} + Q_{ш} + Q_{воз} + Q_{эн} + Q_T} 100. \quad (14.22)$$

В случае использования части тепловых потерь на подогрев шихты или дутьевого воздуха, получения пара или горячей воды значение используемого тепла $Q_{ис}$ добавляют в числитель, что повышает термический к. п. д. печи.

Расчет основных размеров печи [9]. Первоначально целесообразно произвести расчет печи в целом, используя опытные зависимости. Его начинают с расчета показателей движения шихты. Производительность барабанной печи как транспортного устройства определяется формулой, кг/ч:

$$B_{ш} = \varphi (\pi D^2/4) \omega_{ш} \rho, \quad (14.23)$$

где φ — коэффициент заполнения поперечного сечения печи материалом, обычно $\varphi = 0,1 \div 0,2$; D — внутренний диаметр печи, м; $\omega_{ш}$ — скорость поступательного движения шихты, м/ч; ρ — плотность (насыпная масса) шихты, кг/м³.

Предварительно задавшись числом оборотов печи в минуту n и углом ее наклона β , находим скорость поступательного движения шихты по формуле, м/ч:

$$\omega_{ш} = 5,78 D \beta n. \quad (14.24)$$

Внутренний диаметр печи, м:

$$D = 1,13 \sqrt{V_t / \omega_t}, \quad (14.25)$$

где V_t — среднее действительное количество газов, проходящих через печь, м³/с;

$$V_t = V_p B_{ш} (273 + t_p) 10^{-8}, \quad (14.26)$$

ω_t — средняя действительная скорость движения газов в печи, м/с; $\omega_t = 6 \div 8$ м/с; t_p — средняя температура газов в печи, °C; в большинстве случаев $t_p = 900 \div 1000$ °C.

С помощью этих формул согласуют размеры печи как транспортного устройства с заданной ее производительностью. Затем размеры проверяют получением заданной производительности по условиям теплообмена. Для этого по внутреннему диаметру с использованием опытных значений объемного коэффициента теплоотдачи α_v от газов к шихте определяют объем и длину печи.

Внутренний объем печи [7], м³:

$$V_{п} = \frac{(Q_{кл} + Q_{вц} + Q_{эн} + Q_{вл}) B_{ш}}{100 \alpha_v \Delta t_{ср}}, \quad (14.27)$$

где $\Delta t_{ср}$ — средняя разность температур между газами и шихтой, °C:

$$\Delta t_{ср} = \frac{(t_p - t_{кл}) - (t_g - t_{ш})}{2,3 \lg \frac{t_p - t_{кл}}{t_g - t_{ш}}}, \quad (14.28)$$

откуда t_p — температура газа в разгрузочном конце печи, °C; при работе печи без подтопки t_p равна температуре дутьевого воздуха,

Длина печи, м

$$L_{п} = 4V_{п} / \pi D^2. \quad (14.29)$$

При поверочном расчете по этим уравнениям определяют производительность печи $V_{\text{п}}$.

Время пребывания материала в печи находят из выражения, ч:

$$\tau_{\text{м}} = L_{\text{п}} / w_{\text{п}}. \quad (14.30)$$

Полученные по расчету размеры печи можно проверить зональным тепловым расчетом [7]. В случае значительного расхож-

дения полученных размеров за окончательные размеры следует принимать большие величины или произвести перерасчет печи с целью сближения размеров в результате изменения некоторых показателей (φ , $w_{\text{п}}$).

Последующие расчеты состоят из расчета газоотводящей системы, приборов для сжигания топлива, выбора и расчета вспомогательного оборудования, теплоутилизационных устройств и др.

Глава 15

НАГРЕВАТЕЛЬНЫЕ И ТЕРМИЧЕСКИЕ ПЕЧИ

1. Тепловой баланс

Уравнение теплового баланса учитывает равенство прихода и расхода тепла в печи, ккал/ч:

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 = Q_5 + Q_6 + Q_7 + Q_8 + Q_9 + Q_{10} + Q_{11} + Q_{12}, \quad (15.1)$$

где Q_1 — химическое тепло топлива; Q_2 — физическое тепло, вносимое подогретым воздухом; Q_3 — физическое тепло, вносимое подогретым топливом; Q_4 — тепло экзотермических реакций — всех химических реакций, идущих в печи с положительным эффектом, кроме реакций горения топлива; Q_5 — полезное тепло, расходуемое на нагрев материалов; Q_6 — тепло, выносимое из печи продуктами сгорания топлива; Q_7 — потери тепла вследствие химического недожога топлива; Q_8 — потери тепла вследствие теплопроводности через кладку печи; Q_9 — потери тепла излучением через открытые отверстия печи; Q_{10} — тепло, затраченное на нагревание транспортирующих устройств; Q_{11} — тепло, уносимое из печи охлаждающей водой; Q_{12} — тепло, аккумулируемое кладкой печи.

Статьи теплового баланса рассчитывают по следующим уравнениям, ккал/ч:

$$Q_1 = B Q_{\text{н}}^{\text{р}}, \quad (15.2)$$

где B — расход топлива, $\text{м}^3/\text{ч}$ или $\text{кг}/\text{ч}$; $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ — теплота сгорания топлива, $\text{ккал}/\text{м}^3$ или $\text{ккал}/\text{кг}$.

Для электрических печей $Q_1 = P / 1,163$, где P — мощность печи, Вт:

$$Q_2 = B V_{\text{воз}} c_{\text{воз}} (t_{\text{воз}} - t_{\text{воз0}}), \quad (15.3)$$

где $V_{\text{воз}}$ — количество воздуха, подаваемого для сжигания 1 м^3 топлива, $\text{м}^3/\text{м}^3$; $V_{\text{воз}} = L_0 \alpha$; L_0 — теоретическое количество воздуха, необходимое для сжигания 1 м^3 топлива, $\text{м}^3/\text{м}^3$; α — коэффициент расхода воздуха; $c_{\text{воз}}$ — средняя теплоемкость воздуха в интервале температур $t_{\text{воз}} - t_{\text{воз0}}$, $\text{ккал}/(\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C})$; $t_{\text{воз}}$ — температура подогрева воздуха, $^\circ\text{C}$; $t_{\text{воз0}}$ — начальная температура воздуха, $^\circ\text{C}$. Для электропечей $Q_2 = 0$.

$$Q_3 = B c_{\text{т}} (t_{\text{т}} - t_{\text{т0}}), \quad (15.4)$$

где $c_{\text{т}}$ — средняя теплоемкость топлива, $\text{ккал}/(\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C})$ [$\text{ккал}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$]; $t_{\text{т}}$ — темпера-

тура подогрева топлива, $^\circ\text{C}$; $t_{\text{т0}}$ — начальная температура топлива, $^\circ\text{C}$.

$$Q_4 = q_4 G (a/100), \quad (15.5)$$

где q_4 — количество тепла, получаемого от окисления 1 кг материала, $\text{ккал}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$; G — производительность печи, $\text{кг}/\text{ч}$; a — угар металла, %.

$$Q_5 = G c_{\text{м}} (t_{\text{м}}^{\text{кон}} - t_{\text{м}}^{\text{нач}}), \quad (15.6)$$

где $c_{\text{м}}$ — средняя теплоемкость металла, $\text{ккал}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$; $t_{\text{м}}^{\text{кон}}$ — конечная температура нагрева материала, $^\circ\text{C}$; $t_{\text{м}}^{\text{нач}}$ — начальная температура материала (средняя по массе), $^\circ\text{C}$.

$$Q_6 = B V_{\text{д}} c_{\text{д}} t_{\text{д}}, \quad (15.7)$$

где $V_{\text{д}}$ — количество дыма на единицу топлива с учетом коэффициента расхода воздуха, $\text{м}^3/\text{м}^3$ или $\text{м}^3/\text{кг}$. Для электрических печей $Q_6 = 0$.

$$Q_7 = B V_{\text{д}} (P_{\text{x}}/100) Q_{\text{нх}}^{\text{р}}, \quad (15.8)$$

где P_{x} — суммарное содержание горючих компонентов в продуктах сгорания, %; $Q_{\text{нх}}^{\text{р}}$ — теплота сгорания, $\text{ккал}/\text{м}^3$. Для электрических печей $Q_7 = 0$.

$$Q_8 = k (t_{\text{кл}} - t_{\text{воз}}) F_{\text{кл}}, \quad (15.9)$$

где $t_{\text{кл}}$ — температура внутренней поверхности кладки, $^\circ\text{C}$; $t_{\text{воз}}$ — температура окружающего воздуха, $^\circ\text{C}$; $F_{\text{кл}}$ — поверхность кладки, м^2 .

Коэффициент теплопередачи определяют из выражения, $\text{ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C})$:

$$k = 1/(s_1/\lambda_1 + s_2/\lambda_2 + 1/\alpha), \quad (15.10)$$

где s_1 — толщина огнеупорной кладки, м; s_2 — толщина слоя изоляции, м; λ_1 и λ_2 — теплопроводность кладки и изоляции при средних температурах, $\text{ккал}/(\text{м} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C})$; α — коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности печи, $\text{ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C})$.

Коэффициент теплоотдачи определяется по данным рис. 15.1 [2]. Потерю тепла в окружающую среду, температуру наружной поверхности кладки и температуру между слоями можно определить по данным рис. 15.2 [3].

Термическое сопротивление кладки определяют по формуле, $\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}/\text{ккал}$:

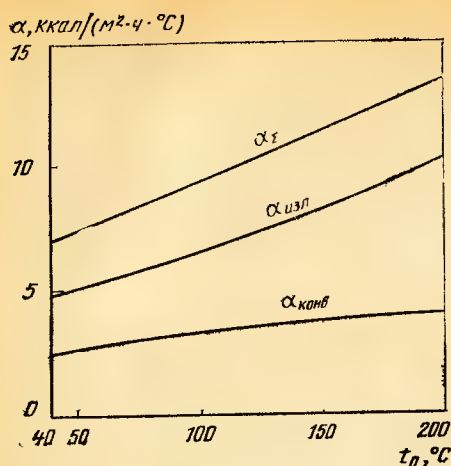


Рис. 15.1. Зависимость коэффициентов теплоотдачи конвекцией $\alpha_{\text{конв}}$, излучением $\alpha_{\text{изл}}$ и суммарного коэффициента α_{Σ} от температуры поверхности (металлической) при температуре окружающей среды 20°C

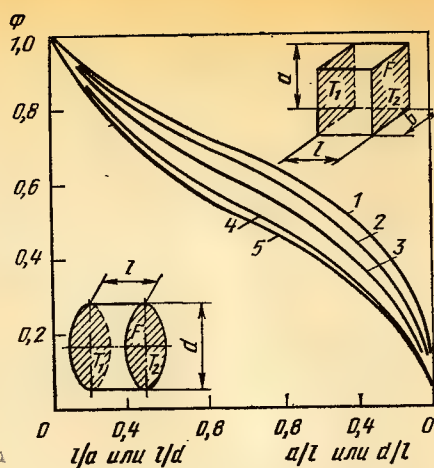


Рис. 15.3. Зависимость коэффициента днафрагмирования Φ от отношения l/a или l/d и отношения a/l или d/l :
1 — для длинных полос, $a : b = 0$; 2 — для прямоугольника, $a : b = 0,2$; 3 — то же, $a : b = 0,5$; 4 — для квадрата, $a : b = 1$; 5 — для круга

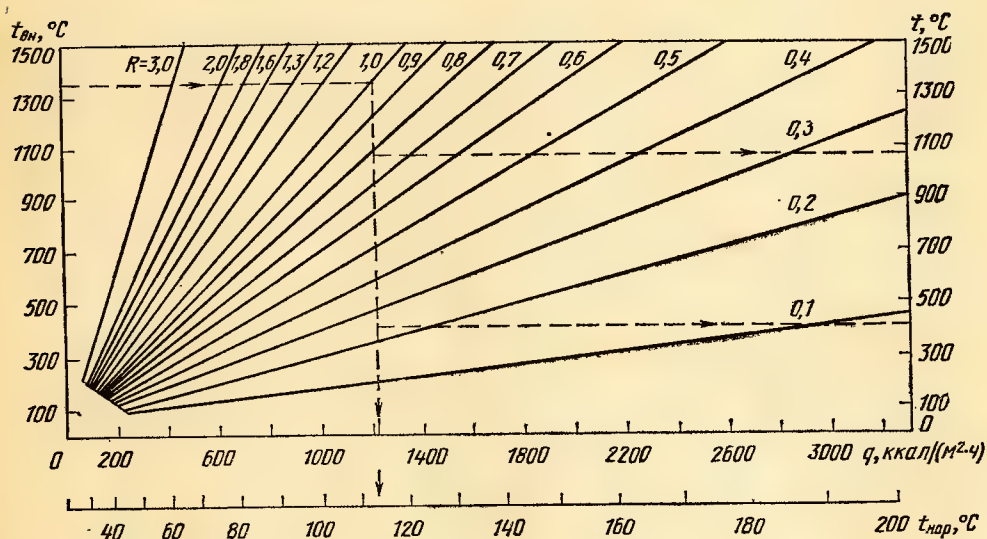


Рис. 15.2. Зависимость тепловых потерь через кладку q , температуры наружной поверхности кладки $t_{\text{нар}}$, температуры в плоскости соприкосновения смежных слоев кладки t от температуры внутренней поверхности кладки $t_{\text{вн}}$ и термического сопротивления R ($\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{ккал}$)

$$R = \sum_{i=1}^n \delta_i / \lambda_i, \quad (15.11)$$

где δ — толщина каждого слоя кладки, обладающего теплопроводностью λ_i .

$$Q_9 = \sigma_0 (T_{\text{п}}/100)^4 F \Phi \tau, \quad (15.12)$$

где $\sigma_0 = 4,96 \cdot 10^{-8}$ — коэффициент излучения абсолютно черного тела, $\text{ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{K}^4)$; $T_{\text{п}}$ — средняя температура печи, K; F — площадь отверстия в печи, м^2 ; τ — время открывания окна, с; Φ — коэффициент днафрагмирования (рис. 15.3) [4],

$$Q_{10} = G_{\text{тр}} c_{\text{тр}} (t_{\text{тр}}^{\text{кон}} - t_{\text{тр}}^{\text{нач}}), \quad (15.13)$$

где $G_{\text{тр}}$ — масса транспортирующих устройств, проходящих через печь в течение 1 ч, кг; $c_{\text{тр}}$ — теплоемкость транспортирующих устройств, $\text{ккал}/(\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C})$; $t_{\text{тр}}^{\text{нач}}$ — среднемассовая температура перед входом транспортирующего устройства в печь, $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{тр}}^{\text{кон}}$ — среднемассовая температура транспортирующих устройств после выхода из печи, $^{\circ}\text{C}$.

$$Q_{11} = q_{\text{воз}} F_{\text{в}}, \quad (15.14)$$

где $q_{\text{нов}}$ —плотность теплового потока, ккал/м²; $F_{\text{в}}$ —поверхность водоохлаждаемых деталей, м².

Рекомендуемые для расчета тепловые потоки представлены в табл. 15.1 [1].

ТАБЛИЦА 15.1

ПОТЕРИ ТЕПЛА НА ВОДООХЛАЖДАЕМЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ПЕЧИ

Элемент печи	Температура печи, °С	Тепловой поток, Мкал/м ²	
		без изоляции	с изоляцией
Балка загрузки	1250	18,2	10,0
Балка выдачи	1250	58,0	14,6
Рама загрузочного окна	1250	151,0	—
Заслонка загрузочного окна	1250	124,0	—
Рама смотрового окна	1250	89,5	—
Водоохлаждаемый ролик	1250	14,0	—
Продольная подовая труба	900	50,0	15,0
	1250	59,4	20,0
Поперечная подовая труба	900	59,4	20,0
	1250	70,0	30,0

При ориентировочных расчетах в печах с водоохлаждаемыми элементами потерю тепла с охлаждающей водой принимают равной 5—10%.

$$Q_{12} = V_{\text{кл}} \rho_{\text{кл}} c_{\text{кл}} (t_{\text{кл}}^{\text{кон}} - t_{\text{кл}}^{\text{нач}}), \quad (15.15)$$

где $V_{\text{кл}}$ —объем кладки, м³; $\rho_{\text{кл}}$ —плотность кладки, ккал/(кг·°С); $c_{\text{кл}}$ —средняя теплоемкость кладки в интервале $t_{\text{кл}}^{\text{кон}} - t_{\text{кл}}^{\text{нач}}$, ккал/(кг·°С); $t_{\text{кл}}^{\text{кон}}$ и $t_{\text{кл}}^{\text{нач}}$ —средние конечная и начальная температуры кладки, °С.

При составлении теплового баланса для печей, работающих непрерывно, $Q_{12}=0$; при составлении теплового баланса для печи периодического действия учитывают время рабочего цикла печи τ . Из уравнения теплового баланса печи определяют расход топлива (или электроэнергии) на печь.

2. Рекомендации по выбору и расчету печей

Наиболее важные показатели тепловой работы печей—удельный расход топлива (тепла) и к. п. д. печи. Удельный расход условного топлива определяют из выражения, кг усл. топл/год:

$$q_{\text{т}} = BQ_{\text{н}}^{\text{р}}/(G'7000), \quad (15.16)$$

где G' —производительность печи по саду, т/ч.

К. п. д. печи η определяют из выражения, %:

$$\eta = [Q_5/(Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4)] 100. \quad (15.17)$$

Передача тепла излучением. Эффективную длину луча определяют из выражения, м:

$$S_{\text{эф}} = \eta (4V/F), \quad (15.18)$$

где V —объем, заполненный излучающим газом, м³; F —площадь всех стенок, ограничивающих газовый объем, м²; η —коэффициент, принимаемый равным 0,9.

Интегральную степень черноты газового объема определяют по формуле

$$\epsilon_{\text{газ}} = \epsilon_{\text{CO}_2} + \epsilon_{\text{H}_2\text{O}} \beta. \quad (15.19)$$

Значения ϵ_{CO_2} , $\epsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ и β определяют по номограммам, приведенным на рис. 17.8, 17.9. Степень черноты продуктов сгорания

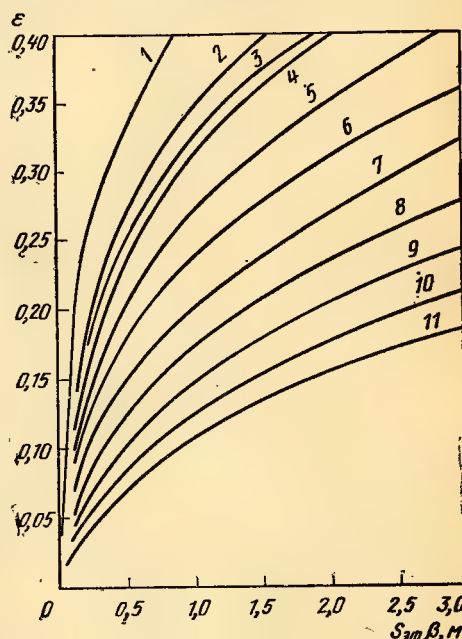


Рис. 15.4. Зависимость степени черноты продуктов сгорания природного газа ($Q_{\text{н}}^{\text{р}}=8400$ ккал/м³) ϵ от приведенной толщины слоя продуктов сгорания $S_{\text{эф}} \beta$ и температуры продуктов сгорания, °С: 1—0; 2—200; 3—400; 4—600; 5—800; 6—1000; 7—1200; 8—1400; 9—1600; 10—1800; 11—2000

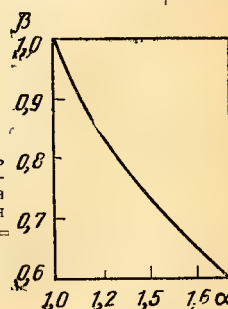


Рис. 15.5. Зависимость поправочного коэффициента β от коэффициента расхода воздуха α для природного газа ($Q_{\text{н}}^{\text{р}}=8400$ ккал/м³)

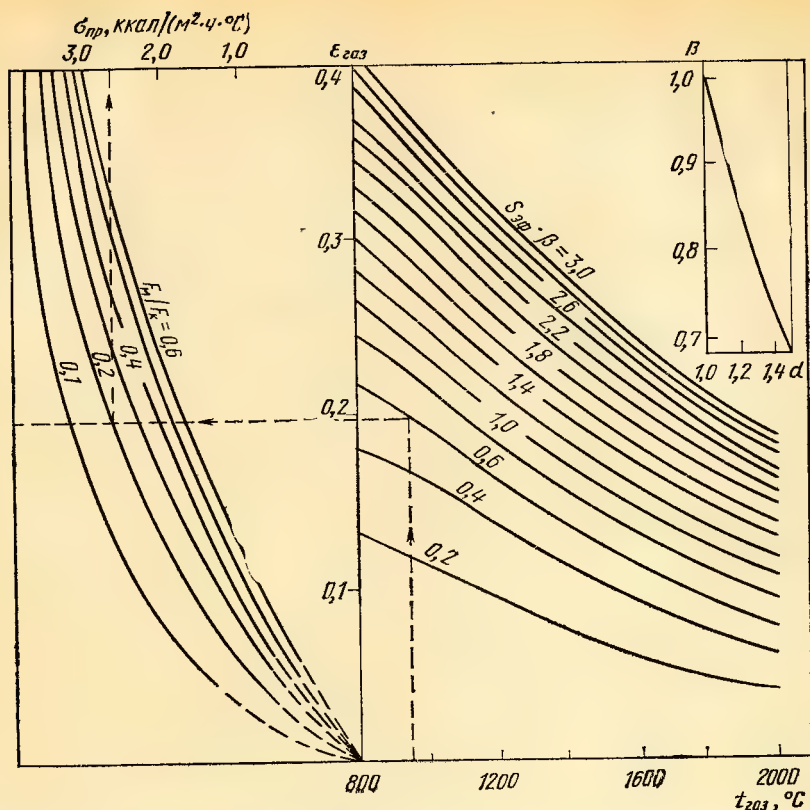


Рис. 15.6. Зависимость приведенного коэффициента излучения продуктов сгорания природного газа $\sigma_{пр}$ и степени черноты $\epsilon_{газ}$ от температуры продуктов сгорания $t_{газ}$

природного газа можно определить по данным рис. 15.4 и 15.5.

Коэффициент теплоотдачи излучением для нагревательных термических печей определяют из уравнения, ккал/(м²·ч·°C):

$$\alpha_{изл} = \sigma_{пр} \frac{\left(\frac{T_{газ}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_m}{100}\right)^4}{T_{газ} - T_m}, \quad (15.20)$$

где $T_{газ}$ — температура газа, К; T_m — температура металла, К.

Приведенный коэффициент излучения оп-

где $\epsilon_{газ}$ — степень черноты газа; ϵ_m — степень черноты металла (табл. 15.2 [6, 8]); $\varphi_{к.м}$ — отношение поверхности металла к излучающей поверхности кладки; $\varphi_{к.м} = F_m/F_k$; $q_{воз}$ — удельный тепловой поток через кладку в окружающую среду, ккал/(м²·ч); $q_{к.к}$ — тепловой поток, передаваемый конвекцией от продуктов сгорания к кладке, ккал/(м²·ч);

$$q_{газ} = \sigma_0 \epsilon_{газ} [(T_{газ}/100)^4 - (T_m/100)^4]; \quad (15.22)$$

если $q_{воз} = q_{к.к}$, то формула упрощается:

$$\sigma_{пр} = \sigma_0 \epsilon_m \frac{\varphi_{к.м} (1 - \epsilon_{газ}) + 1}{\varphi_{к.м} \frac{1 - \epsilon_{газ}}{\epsilon_{газ}} [\epsilon_m + \epsilon_{газ} (1 - \epsilon_m)] + 1}. \quad (15.23)$$

ределяют из выражения [5], ккал/(м²·ч·°C):

Для нагревательных печей

$$\varphi_{к.м} = B/(2h + B), \quad (15.24)$$

$$\sigma_{пр} = \sigma_0 \epsilon_m \frac{\varphi_{к.м} (1 - \epsilon_{газ}) + 1 - \frac{q_{воз} - q_{к.к}}{q_{газ}} (1 - \epsilon_{газ})}{\varphi_{к.м} \frac{1 - \epsilon_{газ}}{\epsilon_{газ}} [\epsilon_m + \epsilon_{газ} (1 - \epsilon_m)] + 1}, \quad (15.21)$$

ТАБЛИЦА 15.2

ИНТЕГРАЛЬНАЯ СТЕПЕНЬ ЧЕРНОТЫ
РАЗЛИЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Материал	Темпера- тура, °C	Степень черноты
Кирпич:		
шамотный	20	0,85
	1000	0,75
	1200	0,59
магнезитовый	1000-1300	0,38
корундовый	1000	0,46
динасовый	1000	0,70
глиняный обыкновенный	1100	0,80
силикатный	1230	0,66
Карборунд	1400	0,85
Асбестовая бумага . .	370	0,95
Асбестовый картон . .	24	0,96
Фарфор глазурированный	22	0,92
Гипс	20	0,91
Стекло гладкое	22	0,94
Резина твердая лощеная	23	0,95
Уголь очищенный . . .	125-625	0,81-0,79
Краски масляные и лаки разных цветов	20-100	0,90-0,98
Штукатурка известковая	50	0,91
Алюминий:		
с шероховатой поверхностью	20-50	0,06-0,07
полированный	225-575	0,039-0,057
сильноокисленный . .	50-500	0,20-0,3
Вольфрам	230-600	0,05-0,10
	600-1000	0,10-0,16
	1500-2200	0,24-0,31
	3300	0,39
Вольфрамовая нить . .	25-3300	0,032-0,35
То же, бывшая в работе		
Медь:		
окисленная	50-750	0,60-0,70
окисленная до черноты	50	0,88
полированная	115	0,023
расплавленная	1075-1275	0,11-0,13
Молибден	600-1000	0,08-0,13
	1500-2200	0,19-0,26
	700-2500	0,10-0,30
Молибденовая нить . .		
Латунь:		
матовая	50-350	0,22
листовая прокатанная	20	0,06
окисленная при нагреве до 600 °C . .	200-600	0,57-0,55

Продолжение табл. 15.2

Материал	Темпера- тура, °C	Степень черноты
Никель:		
окисленный при нагреве до 600 °C . .	200-600	0,11
технически чистый полированный . . .	205-375	0,07-0,087
Никелевая проволока	185-1000	0,096-0,186
Хромоникель	52-1035	0,64-0,76
Олово блестящее, луженое листовое железо	25	0,05
Оцинкованное листовое железо	25	0,028
Платиновая нить . . .	25-1230	0,038—0,192
» проволока	225-1375	0,073—0,182
» лента	925-1115	0,12-0,17
Ртуть чистая	0-100	0,09-0,12
Свинец:		
серный окисленный	240	0,281
окисленный при 200 °C	200	0,63
Сталь:		
окисленная	100-600	0,80
лентая	900-1100	0,85-0,95
легированная (Ni=8 %, Ni=18 %) . .	500	0,35
нержавеющая после прокатки	700	0,45
Титан:		
окисленный при 540 °C	200	0,40
полированный	200-1000	0,15-0,30
Цинк:		
окисленный при 400 °C	400	0,11
матовый	50	0,20
Серебро полнорное чистое	225-625	0,0198-0,0325
Чугун:		
окисленный при 600 °C	600	0,78
расплавленный	1300-1400	0,29
литые	500-1000	0,80-0,95

где h — высота печи, м; B — ширина печи, м.

Приведенный коэффициент излучения для печей, отапливаемых природным газом, можно определить по данным рис. 15.6 [5].

Температуру кладки определяют по формуле, К:

$$T_R = 100 \sqrt[4]{\left(\frac{T_M}{100}\right)^4 + \left[\left(\frac{T_R}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_M}{100}\right)^4\right] \frac{1}{A}}, \quad (15.25)$$

где

$$A = 1 + \varphi_{K,M} \frac{1 - \varepsilon_{\text{газ}}}{\varepsilon_{\text{газ}}} \times \frac{\varepsilon_M}{1 + \varphi_{K,M} (1 - \varepsilon_{\text{газ}}) (1 - \varepsilon_M)}. \quad (15.26)$$

В промышленных печах обычно идут одновременно все процессы теплообмена: излучением, конвекцией и теплопроводностью. Внешний теплообмен складывается из двух составляющих — коэффициентов теплоотдачи излучением и конвекцией, ккал/(м²·ч·°C): $\alpha_{\Sigma} = \alpha_{\text{изл}} + \alpha_{\text{конв}}$.

При малых скоростях движения среды и высоких температурах конвективный теплообмен можно не учитывать, так как в суммарном коэффициенте теплоотдачи он занимает <5%. При нагреве цветных металлов конвективную теплоотдачу необходимо учитывать из-за их низкой степени черноты и невысокого уровня температур в печи.

При принудительном движении воздуха или продуктов сгорания в канале (печи) при турбулентном режиме коэффициент теплоотдачи определяют по формуле [4], ккал/(м²·ч·°C):

$$\alpha = 0,023 \frac{\lambda}{d_a} Re^{0,8} Pr^{0,4} K_t K_l, \quad (15.27)$$

где d_a — эквивалент-диаметр отверстия, м, $d_a = 4F/P$; λ — теплопроводность газа, ккал/(м·ч·°C); Re — число Рейнольдса, $Re = Wd_a/\nu$; Pr — критерий Прандтля, $Pr = \nu/a$.

Поправочные коэффициенты k_t и k_l определяют по данным рис. 15.7.

Коэффициенты теплоотдачи при струйной обдувке определяют по формулам, ккал/(м²·ч·°C):

а) для круглых отверстий (рис. 15.8), $l/d_a \geq 8$:

$$\alpha = 0,933 \frac{\lambda}{S} \left(\frac{S}{l}\right)^{0,625} Re^{0,625} Pr^{0,33}, \quad (15.28)$$

где S — шаг между отверстиями, м; l — расстояние от плоскости отверстий до обдуваемой поверхности материала, м.

При $l/d_a < 8$

$$\alpha = 0,286 \frac{\lambda}{S} \left(\frac{S}{l}\right)^{0,625} Re^{0,625} Pr^{0,33}, \quad (15.29)$$

б) для плоских отверстий (щелей)

$$\alpha = 0,0288 \frac{\lambda}{S} \left(\frac{l}{d_a}\right)^{-0,346} \times \left(\frac{S}{d_a}\right)^{0,89} Re^{0,89} Pr^{0,33}. \quad (15.30)$$

При обдувке принудительным потоком газа в турбулентном режиме плоскости материала коэффициент теплоотдачи находят по формуле, ккал/(м²·ч·°C): $\alpha' = 1,6\alpha$ при $d_a = l$.

Коэффициент α при этом определяют по формуле (15.27).

Удельный тепловой поток для плоской стенки в стационарном состоянии определяют из уравнения Фурье, ккал/(м²·ч):

$$q = (\lambda/\delta) (t_1 - t_2), \quad (15.3)$$

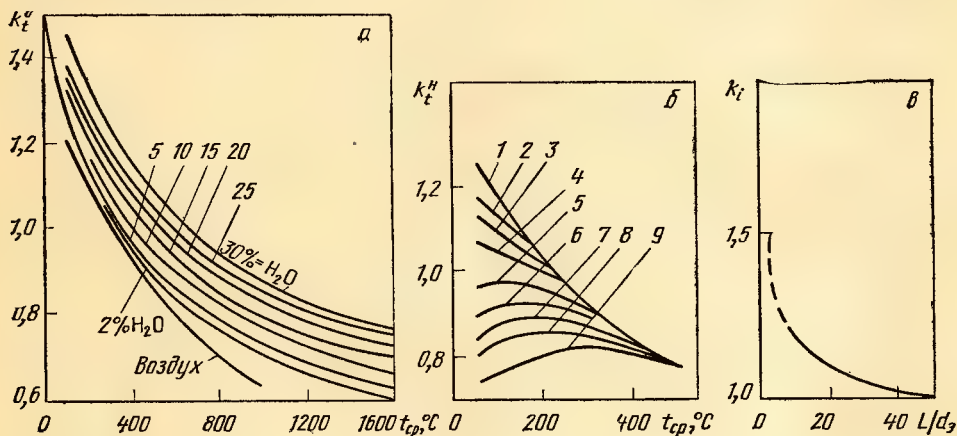


Рис. 15.7. Зависимость поправочных коэффициентов неизотермичности охлаждения газа k_t^D (а), неизотермичности нагревания газа k_l^H (б) и начального участка k_l (в) от средней температуры t_{cp} и отношения L/d_a . Температура стенки, °C:

1 — 100; 2 — 150; 3 — 200; 4 — 250; 5 — 300; 6 — 350; 7 — 400; 8 — 450; 9 — 500

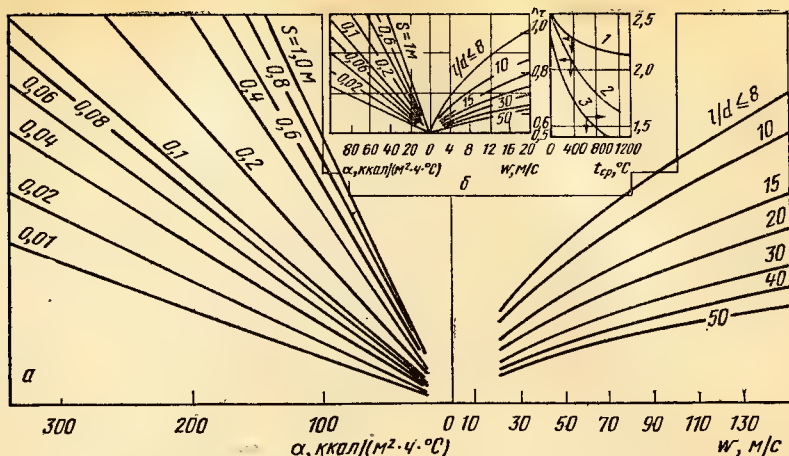


Рис. 15.8. Зависимость коэффициента теплоотдачи α от скорости истечения газа w (а) и поправочного коэффициента для продуктов сгорания k_t от средней температуры t_{cp} (б); средний состав:

1 — 11 % H_2O ; 13 % CO_2 ; 2 — воздух, окись углерода и окись азота; 3 — водород

где t_1 , t_2 — температура поверхности стенки, $^{\circ}C$; λ — коэффициент теплопроводности стенки, $ккал/(м \cdot ч \cdot ^{\circ}C)$; δ — толщина стенки, м.

Для многослойной стенки, $ккал/(м^2 \cdot ч)$:

$$q = \frac{t_{вн} - t_{нар}}{\delta_1/\lambda_1 + \delta_2/\lambda_2 + \dots + \delta_n/\lambda_n} \quad (15.32)$$

Для однослойной цилиндрической стенки тепловой поток относится к 1 м длины поверхности цилиндра, $ккал/(м^2 \cdot ч)$:

$$q = \frac{2\pi(t_1 - t_2)}{\frac{1}{\lambda} \ln\left(\frac{D_{нар}}{D_{вн}}\right)} \quad (15.33)$$

где $D_{нар}$ и $D_{вн}$ — наружный и внутренний диаметры цилиндра, м.

Для многослойной цилиндрической стенки, $ккал/ч$:

$$q' = \frac{2\pi(t_{вн} - t_{нар})}{\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{D_1}{D_2} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{D_2}{D_3} + \dots + \frac{1}{\lambda_n} \ln \frac{D_n}{D_{n+1}}} \quad (15.34)$$

При нестационарном состоянии дифференциальное уравнение одномерного теплового потока определяют из выражения

$$dt/d\tau = a(d^2t/dx^2), \quad (15.35)$$

где a — коэффициент температуропроводности, $м^2/ч$; $a = \lambda/C\rho$; C — средняя теплоемкость, $ккал/(кг \cdot ^{\circ}C)$; ρ — плотность, $кг/м^3$; x — переменная координата по толщине металла.

Решение уравнения в критериальной форме имеет следующий вид:

$$\theta = f(Bi, Fo, x/S), \quad (15.36)$$

где θ — температурный критерий; $\theta = (t - t_0)/(t_0 - t_{нач})$; t_0 — постоянная температура печи, $^{\circ}C$; t — переменная температура на-

греваемого тела, $^{\circ}C$; $t_{нач}$ — начальная температура нагреваемого тела, $^{\circ}C$; Bi — критерий Био, $Bi = \alpha S/\lambda$; S — расчетная толщина нагреваемого металла, м; α — коэффициент теплоотдачи от печи к телу, $ккал/(м^2 \cdot ч \cdot ^{\circ}C)$; Fo — критерий Фурье — безразмерное время, $Fo = a\tau/S^2$; a — коэффициент температуропроводности, $м^2/с$; τ — время нагрева, с; S — безразмерная толщина тела, определяющая положение точки в теле. Для центра тела $x=0$ и $x/S=0$. Для поверхности тела $x=S$ и $x/S=1,0$.

Критериальное уравнение для центра тела

$$\theta_{ц} = \frac{t_0 - t_{ц}^{кон}}{t_0 - t_{ц}^{нач}} = f_{ц}(Bi, Fo). \quad (15.37)$$

Для поверхности тела

$$\theta_{пов} = \frac{t_0 - t_{пов}^{кон}}{t_0 - t_{пов}^{нач}} = f_{пов}(Bi, Fo). \quad (15.38)$$

Температурные критерии для центра и поверхности тела можно также определить по данным рис. 3.1—3.4

С учетом теплотехники тела, подвергающиеся нагреву внешним тепловым потоком, подразделяют на тонкие и массивные. Для тонких тел $Bi \leq 0,25$, т. е. перепадом температур между поверхностью и центром можно пренебречь. При $Bi \geq 0,5$ тело считается массивным. Время нагрева тонкого тела можно определить из выражения, ч:

$$\tau = 0,638 \frac{\delta \rho C}{k \alpha_{\text{ср}}} \lg \frac{t_{\text{п}} - t_{\text{пов}}^{\text{нач}}}{t_{\text{п}} - t_{\text{пов}}^{\text{кон}}}, \quad (15.39)$$

где $t_{\text{п}}$ — постоянная температура печи, °C;
 $t_{\text{пов}}^{\text{нач}}$ — начальная температура металла, °C;
 $t_{\text{пов}}^{\text{кон}}$ — конечная температура металла, °C;
 δ — средняя толщина заготовки, м; ρ — плотность изделия, кг/м³; k — коэффициент, учитывающий форму заготовки, для пластины $k=1,0$, цилиндра $k=2,0$, шара $k=3,0$; C — средняя теплоемкость материала, ккал/(кг, °C); $\alpha_{\text{ср}}$ — средний коэффициент теплоотдачи, ккал/(м²·ч·°C), $\alpha_{\text{ср}} = \sqrt{\alpha' \alpha''}$; α' — начальный коэффициент теплоотдачи; α'' — конечный коэффициент теплоотдачи.

Время нагрева труб можно определить из выражения, ч:

нем нагреве $s'=0,5$; при сплошной укладке и двустороннем нагреве $s'=1,0$; при одностороннем нагреве при $n/d_{\text{нар}}=1,5$; $s'=0,8$; при $n/d_{\text{нар}}=2$ $s'=1,0$; n — шаг между центрами труб, м.

Расчетная толщина заготовки S при нагреве сплошных тел зависит от способа нагрева и укладки изделий и определяется из выражения [1]: $S/\delta=\mu$, где μ — коэффициент несимметричности нагрева; δ — действительная толщина заготовки; для одностороннего нагрева $\mu=1,0$, $S=\delta$; для двустороннего симметричного нагрева $\mu=0,5$, $S=0,5\delta$. Коэффициент несимметричности нагрева представлен в табл. 15.3.

Цветные металлы и их сплавы обладают высокой теплопроводностью, поэтому при нагреве цилиндрических тел ограниченной длины (шашек) или параллелепипедов (вайербарсов) необходимо учитывать тепловые потоки через торцовые стенки. Ре-

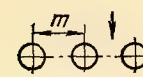
$$\tau = 0,638 \left(1 - \frac{\delta}{d_{\text{нар}}}\right) \frac{C \rho \delta'}{s' \alpha_{\text{ср}}} \lg \frac{t_{\text{п}} - t_{\text{пов}}^{\text{нач}}}{t_{\text{п}} - t_{\text{пов}}^{\text{кон}}}, \quad (15.40)$$

где $d_{\text{нар}}$ — наружный диаметр трубы, м; δ' — толщина стенки трубы, м; s' — коэффициент, учитывающий способ укладки труб; при сплошной укладке и односторон-

зультующее тепловое воздействие получают наложением действий тепловых потоков на поверхность тела [9].

ТАБЛИЦА 15.3

ЗАВИСИМОСТЬ ПРИВЕДЕННОЙ ТОЛЩИНЫ ЗАГОТОВОК
ОТ СПОСОБА НАГРЕВА И УКЛАДКИ МЕТАЛЛА НА ПОДУ ПЕЧИ

Расположение заготовок	Способ нагрева и укладки	Расстояние между заготовками, m	Коэффициент несимметричности нагрева μ	Приведенная толщина S
	Односторонний нагрев, сплошная укладка	0	1,0	1,0 δ
	Двусторонний нагрев, сплошная укладка на водоохлаждаемых трубах	0	0,55—0,6	0,55 δ —0,6 δ
	Нагрев сверху, укладка на монолитном поду с промежутками	$\delta/2$ δ 2δ ∞	0,6 0,55 0,5 0,4	$\mu\delta$
	То же, сплошная укладка на монолитном поду	0	0,75—0,8	0,75 δ —0,8 δ
	То же, укладка на монолитном поду с промежутками	δ 2δ $>2\delta$	0,8—1,0 0,5—0,6 0,5	$\mu\delta$

1. Расчетные характеристики котлов-утилизаторов

Котлы-утилизаторы (КУ), устанавливаемые за печами цветной металлургии, имеют теплотехническое и технологическое назначение.

Газы печей цветной металлургии в большинстве переделов подлежат дальнейшему технологическому использованию. Для этого охлаждение газов в КУ должно производиться до заданной температуры, обеспечивающей надежную работу устанавливаемых за КУ газоочистных устройств. При этом в целях обеспечения наиболее полного технологического использования компонентов газовой фазы, снижения стоимости газоочистных устройств и эксплуатационных расходов охлаждение газов по тракту КУ должно обеспечиваться с минимальными подсосами воздуха и без остатков котла на чистку в течение всей работы металлургической печи.

При хорошей работе КУ происходит наиболее полное использование физического тепла газов для выработки пара и подогрего воздуха.

Выбор типа и проект установки КУ необходимо производить с учетом физико-химических свойств отходящих газов конкретного пирометаллургического передела.

2. Характеристики отходящих газов печей цветной металлургии

Суммарный объем отходящих газов печей цветной металлургии, $\text{м}^3/\text{ч}$, можно определить по выражению

$$\Sigma V_{\text{газ}} = B (V_{\text{газ}}^T + \Delta V_{\text{газ}}^{\text{ш}}) (1 - Z_{\text{в}}), \quad (16.1)$$

где B — расход топлива на металлургический передел, $\text{кг}/\text{ч}$; $V_{\text{газ}}^T$ — выход газов при сгорании единицы топлива при данном избытке воздуха, $\text{м}^3/\text{кг}$; $\Delta V_{\text{газ}}^{\text{ш}}$ — выход шихтовых газов, пересчитанный на единицу топлива, $\text{м}^3/\text{кг}$; $Z_{\text{в}}$ — коэффициент выбивания газов из рабочей камеры металлургического агрегата.

Величины, входящие в выражение (16.1), определяют при расчете технологического агрегата. Так, часовой расход топлива обусловлен производительностью технологического агрегата и удельным расходом топлива, который находят на основании балансовых испытаний аналогичных агрегатов или теплового расчета.

Выход газов в результате сгорания единицы топлива, $\text{м}^3/\text{кг}$, вычисляют по выражению

$$V_{\text{газ}}^T = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{N}_2} + (\alpha - 1) V_{\text{воз}}^0, \quad (16.2)$$

где V_{RO_2} — количество трехатомных сухих газов, $\text{м}^3/\text{кг}$; $V_{\text{H}_2\text{O}}$ — количество водяных паров, $\text{м}^3/\text{кг}$; α — коэффициент расхода воздуха; V_{N_2} — количество азота при $\alpha = 1$ $\text{м}^3/\text{кг}$; $V_{\text{воз}}^0$ — теоретический расход воздуха на единицу топлива при $\alpha = 1$ $\text{м}^3/\text{кг}$.

Коэффициенты расхода воздуха в рабочей камере технологического агрегата определяются свойствами топлива и условиями его сжигания. Обычно α не превышает 1,5.

Выход шихтовых газов определяется испарением гигроскопической влаги шихты, разложением карбонатов кальция и магния, а также окислением углерода и серы шихты. Испарение гигроскопической влаги шихты заканчивается при 100°C , и при дальнейшем нагреве шихты идут процессы разложения химических соединений, выделяющих газообразные вещества. Так, CaCO_3 при нагреве до 910°C полностью разлагается на CaO и CO_2 . При обжиге сульфидов металлов (FeS_2 , CuFeS_2 , CuS , PbS , ZnS и др.) в окислительной атмосфере образуется сернистый газ и окислы соответствующих металлов.

Ниже приведено содержание сернистого газа ($\text{SO}_2 + \text{SO}_3$) в отходящих газах печей цветной металлургии для различных переделов, %:

Медная отражательная плавка	2
Обжиг сульфидных материалов в печах КС на воздушном дутье	10 [1]
Обжиг сульфидных материалов в печах КС на дутье, обогащенном кислородом	15 [1]
Конвертирование медных штейнов:	
в первом периоде	14 [2]
во втором »	17 [2]
Взвешенная плавка медных концентратов на кислородном дутье	80

Содержание сернистого ангидрида SO_3 , определяющего точку росы паров серной кислоты в отходящих газах, пропорционально процентному содержанию в газах SO_2 и свободного кислорода [3]:

$$P_{\text{SO}_3} = P_{\text{SO}_2} \sqrt{P_{\text{O}_2}/K_{\text{r}}}, \quad (16.3)$$

$$\text{где } K_{\text{r}} = P_{\text{SO}_2}^2 P_{\text{O}_2} / P_{\text{SO}_3}^2.$$

Наличие в отходящих газах цветной металлургии SO_3 и H_2O указывает на присутствие в них и паров H_2SO_4 , которые при соответствующих условиях могут конденсироваться. Как видно из рис. 16.1, пары H_2SO_4 начинают конденсироваться в зависимости от их концентрации в отходящих

газах при 100—330 °С. Поскольку конден- трация водяных паров в газах обычно зна- чительно выше, чем паров H_2SO_4 , при дос- тижении температуры конденсации водя- ных паров образуется большое количество конденсата со слабой кислотностью, в ре- зультате чего резко увеличивается скорость коррозии соприкасающихся с ними метал- лических поверхностей нагрева. Однако данная зависимость (рис. 16.1) справедли-

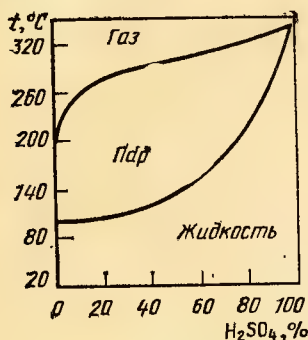


Рис. 16.1. Диаграмма состо- яния H_2SO_4

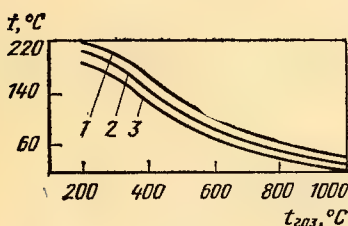


Рис. 16.2. Зависимость температу- ры начала конденсации паров H_2SO_4 на поверхностях нагрева от температуры газов при 10 % воды и содержании SO_2 :
1 — 2 %; 2 — 1 %; 3 — 0,5 %

ва только для чистых паров серной кисло- ты и дает лишь качественную характерис- тiku ее образования в реальных условиях.

На рис. 16.2 дана зависимость темпера- туры начала конденсации паров H_2SO_4 на поверхностях нагрева от температуры га- зов при наличии в них 10 % H_2O и различ- ном содержании SO_2 [4]. При расчете этой зависимости не учтены влияние адсорбции пылей, скорость охлаждения газов и другие факторы. С учетом их и, в частности, воз- можности переохлаждения газов в пристен- ной области теплообменных поверхностей в целях предупреждения возникновения сер- нокислотной коррозии расчетная темпера- тура газов на выходе из КУ не должна быть ниже 350 °С, а температура стенки 250 °С.

Ниже приведены суммарный объем и температура отходящих газов в алтейке печей цветной металлургии:

Печи КС для об- жига сульфидных материалов	$V_{газ} \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$	$t_{газ}, ^\circ\text{C}$
Медерафиниро- вочные печи	10—20	800—900
Отражательные печи	20—25	1250—1300
Шлаковозгоноч- ные печи	40—110	1250—1300
Печи кислородно- взвешенной плав- ки	30—40	1300
	10—15	1400

3. Технологический унос в отходящих газах печей цветной металлургии

Пыль, содержащаяся в отходящих газах пиromеталлургических печей, состоит из топливного и технологического уноса. Топ- ливный унос при газовом и мазутном ото- плении технологических печей практически равен нулю, а при пылеугольном отоплении печей в зависимости от зольности угля 6— 10 г/м³.

Технологический унос в большинстве случаев превышает топливный и в основ- ном определяет качественные характери- стики пылевого уноса. Технологический унос образуется в результате выноса газовым потоком мелких частиц шихты, окалины, расплавленного металла или шлака, а так- же испарения и возгонки металла в пла- вильных металлургических печах.

Содержание паров металла определяется их упругостью. Так, упругость паров чист- ой меди при 1200 °С составляет ~0,003, а при 1400 °С ~1,0 мм рт. ст. При избытке кислорода цинк в отходящих газах на- ходится в виде тугоплавкой твердой окиси. Однако под воздействием CO окись цинка восстанавливается до металлического цин- ка ($ZnO + CO = Zn + CO_2$), температура плавления которого равна 400—450 °С.

При окислительном обжиге с газами уда- ляются отдельные металлы, % от их содер- жания в исходном материале [3]: мышьяк 60—80; сурьма 20—40; висмут 10—15; се- лен 25—50; теллур 10—20; индий 5—10; таллий 50—70; кадмий 5—20; свинец 5— 10; цинк 5—7.

Суммарная запыленность отходящих га- зов различных металлургических печей со- ставляет, г/м³: конвертеров 1,6; отража- тельных печей 5—10; шлаковозгоночных печей 70—100; печей взвешенной плавки 100—400; печей обжига в кипящем слое 100—300.

Пыль, содержащаяся в газах, оказывает существенное влияние на теплофизические свойства газопылевого потока и особенно на условия работы тепловоспринимающих поверхностей КУ. Возгоны металлов, име- ющие шихтовый вынос с преобладанием частиц размером до 10 мкм, приводят к об- разованию на трубных элементах запечных котлов липких отложений, которые стано- вятся очагами образования особо прочных отложений.

4. К тепловому расчету котлов-утилизаторов на отходящих газах

Расчет КУ производят по формулам, существующим для обычных котлов. Однако при определении расчетных коэффициентов, применяемых в этих формулах, надо учитывать специфические особенности запеченных газов (см. п. 2 и 3).

На основании исследований и опытных данных [4] в зависимости от состава отходящих газов мы рекомендуем следующее.

К определению степени черноты потока газов при лучистом теплообмене. Известные теоретические данные по изучению SO_2 [5] не могут служить надежной базой для количественных расчетов в силу ряда принятых в них допущений. Поскольку содержание SO_2 в отходящих газах печей цветной металлургии в отличие от топочных газов паровых котлов, в топках которых сжигается органическое топливо, значительно выше, это приводит к значительным расхождениям (до 30 %) между расчетной и действительно необходимой величиной поверхности нагрева в КУ. Как следует из указанных выше данных, применение кислорода в цветной металлургии привело к значительному повышению концентрации SO_2 в отходящих газах печей цветной металлургии.

На рис. 16.3 дана зависимость степени черноты газа от парциального давления

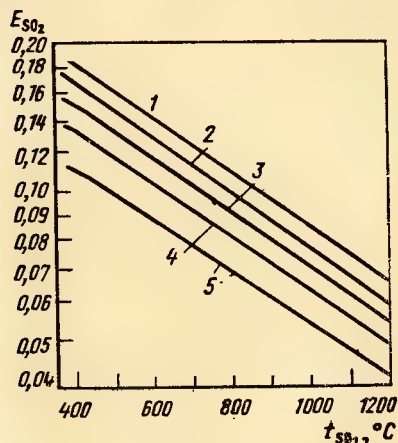


Рис. 16.3. Зависимость степени черноты газа E_{SO_2} от парциального давления и длины излучающего слоя SO_2 при различной температуре. p_{I} равно, ат·м:

1 — 0,14; 2 — 0,066; 3 — 0,085; 4 — 0,058; 5 — 0,029

при длине излучающего слоя SO_2 0,155 м, 5—90 % SO_2 и температурах 400—1200 °C [6]. При сравнении экспериментальных результатов с теоретическими данными [5] установлено, что тепловой поток от SO_2 на 16—23 % ниже расчетного. Эта разница тем больше, чем выше температура газа и его парциальное давление.

К определению влияния высокой запыленности запеченных газов на условия охлаждения шихтового выноса в радиационной камере КУ. Зашлаковка фронтных экранов и первых рядов котельных поверхностей нагрева наблюдается даже при достаточно низкой температуре запеченных газов, предварительно охлажденных в экранированных камерах КУ до температуры ниже температуры размягчения частиц уноса. Зашлаковку поверхностей нагрева, возникающую при сильно запыленном потоке газов, можно объяснить «перегревом» крупных частиц уноса, т. е. меньшей скоростью их охлаждения по сравнению со средней скоростью сжигания газов.

При охлаждении газов, запыленных технологическим уносом до 50—400 г/м³, условия теплоотдачи и охлаждения твердых частичек уноса резко изменяются, вследствие чего происходит значительное замедление темпа охлаждения наиболее крупных частиц пыли, обладающих сравнительно большим запасом тепла и огражденных от влияния относительно холодных стен труб мелкодисперсной пылью.

Поток лучистой энергии от капли шлака к стенкам канала высчитывают по формуле

$$q_{\text{газ}} = F_{\text{ш.ст}} \epsilon \sigma (T_{\text{ш}}^4 - T_{\text{ст}}^4) 4\pi R^2, \quad (16.4)$$

где $F_{\text{ш.ст}}$ — угловой коэффициент; ϵ — относительная излучательная способность частиц пыли; σ — коэффициент лучеиспускания абсолютно черного тела; $T_{\text{ш}}$ и $T_{\text{ст}}$ — температура капельки шлака и стенки канала соответственно; K ; R — радиус капли шлака, м.

Если бы в канале была только одна капля, то $F_{\text{ш.ст}} \approx 1$. В действительности крупные капли сильно экранируют мелкодисперсную пылью (размером до 30 мкм), количество которой доходит до 75 % (по массе). По числу частиц мелкая пыль составляет основную часть общего числа пылинок. Так, на одну частицу диаметром 100 мкм при одинаковой объемной массе приходится 8000 частиц диаметром 5 мкм и 100 000 частиц диаметром 1 мкм.

Зависимость углового коэффициента от запыленности газового потока частицами различного размера при длине пути луча 1 м приведена на рис. 16.4.

Как видно из рис. 16.4, при длине пути луча $L=1$ м, среднем размере пылинок 1—10 мкм и запыленности газа 650 г/м³ угловой коэффициент равен лишь 0,25 от незапыленного потока, а при запыленности газов до 100 г/м³ равен нулю. В этом случае охлаждение пылинок происходит только вследствие конвективной теплоотдачи к газу, интенсивность которой значительно ниже лучистого теплообмена. Поэтому крупные частицы уноса имеют температуру выше температуры газового потока на 150 °C и более [7].

Уменьшение этой величины «перегрева» частицы шлака возможно благодаря снижению скорости охлаждения газов, т. е. уменьшению скорости газов по радиационной камере и уменьшению длины пути лу-

ча путем установки в радиационной камере двухцветных экранов.

К анализу факторов, влияющих на образование плотносвязанных отложений на конвективных поверхностях нагрева КУ. Повышение эффективности конвективного теплообмена вследствие увеличения скорости газового потока в конвективном пучке

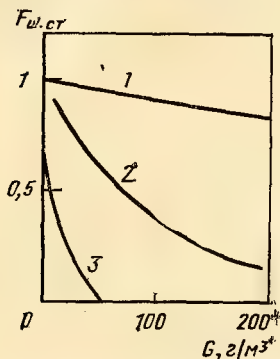


Рис. 16.4. Зависимость углового коэффициента $F_{\omega, \text{ст}}$ от запыленности газового потока G частицами размером 10^{-1} мм (1), 10^{-2} мм (2) и 10^{-3} мм (3) при длине пути луча 1 м

практически реализуемо при сохранении относительно чистых поверхностей нагрева, т. е. при $\epsilon \leq 0,01 \div 0,02 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{С/ккал}$. Однако при $\epsilon \leq 0,04 \div 0,05 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{С/ккал}$, что имеет место в КУ при их работе на запыленных газах печей цветной металлургии, увеличение скорости газового потока не приводит к фактическому увеличению α_k .

Анализ факторов, влияющих на образование плотно связанных отложений из мелкодисперсного шихтового выноса в отходящих газах печей цветной металлургии, дает основание для приведенных ниже выводов, определяющих оптимальные расчетные компоновки КУ [4].

На рис. 16.5 даны усредненные кривые роста твердофазных отложений в зависи-

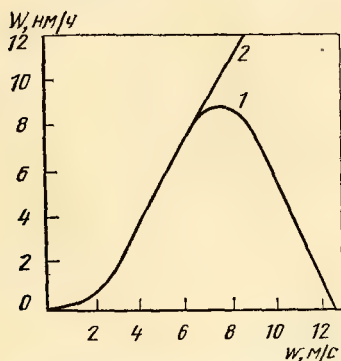


Рис. 16.5. Зависимость скорости роста твердофазных отложений на поверхностях нагрева W от скорости газового потока w при поперечном обтекании трубы: 1 — преобладают фракции размером $>30 \text{ мкм}$; 2 — те же, $<5 \text{ мкм}$

мости от скорости газового потока при поперечном обтекании труб и гранулометрического состава шихтового выноса.

Рост отложений с увеличением скорости газового потока при преобладающем содержании твердых фракций размером $>30 \text{ мкм}$ (зона энергетических топлив) имеет максимум. С дальнейшим увеличением скорости газа начинается разрушение слоя отложений, приводящее к самоочистке поверхностей нагрева (кривая 1). При преобладании фракций размером $<5 \text{ мкм}$ и наличии возгонов металла, что характерно для шихтового выноса большинства печей цветной металлургии, рост отложений происходит безгранично, прогрессируя по мере увеличения скорости газового потока (кривая 2).

Особый интерес представляет участок кривой при малых скоростях газа — до $1\text{—}1,5 \text{ м/с}$, где имеется почти нулевой рост отложений. Это является следствием того, что сила адгезии частиц пыли к поверхности нагрева и между собой прямо пропорциональна площади соприкосновения твердых частиц, возрастающей с увеличением скорости удара частиц о трубу, и обратно пропорциональна воздушной прослойке между трубой и частицей, которая увеличивается с уменьшением скорости газового потока. Этим определяется эффект саморазрушения при малых скоростях газа под действием сил тяжести отдельных частиц пыли или их небольших конгломератов, что исключает в таких условиях рост отложений. Данный эффект проявляется наиболее значительно при продольном движении газового потока вдоль ширмовых поверхностей нагрева.

При малых скоростях газа ($\sim 1 \text{ м/с}$) на поверхности труб образуется пристенный (пограничный) слой неподвижного газа толщиной в несколько миллиметров с температурой, близкой к температуре стенки трубы.

В продольном течении газа при малых его скоростях отсутствует лобовой удар частиц пылевывноса на поверхность трубы, а в кормовой части отсутствует завихрение потока. Частицы, охлаждаясь благодаря излучению во время движения вдоль ширмовых поверхностей и конвекции при проникновении через холодный слой неподвижного газа, соприкасаются с поверхностями нагрева при столь малых силах адгезии, что гравитационные силы приводят к отрыву частиц шихтовых отложений от стенки трубы.

При выборе типа котла, его проверочном тепловом расчете и компоновке следует учитывать изложенные выше характеристики охлаждаемого в КУ теплоносителя.

5. Классификация котлов-утилизаторов

По принципу движения газового потока существующие конструкции КУ делятся на два типа — газо- и водотрубные. В первом типе котлов охлаждаемые газы проходят внутри труб, а во втором типе внут-

ри труб циркулирует испаряемая вода, а газы обтекают трубы котла снаружи.

Практика работы газотрубных котлов подтверждает их низкие эксплуатационные характеристики, вытекающие из особенностей отходящих газов цветной металлургии.

Применяемые в цветной металлургии водотрубные КУ разделяются на две группы.

К первой группе относятся КУ, предназначенные для работы на высокотемпературных газах — $>1000^{\circ}\text{C}$, где шихтовый вынос находится в расплавленном состоянии. Как правило, в котлах этой группы имеется развитая камера радиационного охлаждения газов.

Ко второй группе относятся котлы, предназначенные для работы на газах, в которых шихтовый вынос находится в твердой либо слабо размягченной фазе, что определяет относительно малую радиационную поверхность нагрева. Обе группы котлов выполняют и с естественной, и с принудительной циркуляцией воды.

Основной элемент КУ — это испарительные поверхности нагрева, генерирующие пар. Второй по значимости элемент КУ, особенно для первой группы котлов, — воздухоподогреватель для нагрева воздуха, подаваемого в металлургическую печь. Если горячий воздух может быть использован при сжигании топлива в металлургической печи, эффективность работы этого элемента котла в значительной мере определяет технико-экономическую эффективность работы всей утилизационной установки.

Пароперегреватель следует рассматривать лишь как вспомогательный элемент, обеспечивающий подсушку пара и незначительный его перегрев для предупреждения конденсации пара в трубопроводах к потребителю. При необходимости подогрева пара до энергетических параметров перегрев пара должен осуществляться в центральных пароперегревателях, отапливаемых органическим топливом.

Исходя из приведенных в п. 2 данных по точке росы паров H_2SO_4 , применение в КУ цветной металлургии экономайзерных поверхностей нагрева в большинстве случаев нецелесообразно. По этой же причине давление пара, генерируемого в КУ, должно быть $>40 \text{ кгс/см}^2$.

6. Типы котлов-утилизаторов для высокотемпературных газов

Рассмотрим конструктивные схемы котлов и их характеристики применительно к основному передель цветной металлургии, где температура отходящих газов на входе в котел выше 1000°C . К этой группе относятся КУ, установленные на отражательными, шлаковозгоночными и медеафинировочными печами.

1. Котел типа БКЗ-50/39у — вертикально-водотрубный, однобарабанный с естественной циркуляцией, П-образной компоновки. В конвективной шахте котла расположены двухступенчатый трубчатый горизонтальный воздухоподогреватель и двух-

ступенчатый змеевиковый водяной экономайзер. Эти котлы подвергались реконструкции и в настоящее время эксплуатируются в двух модификациях.

Конструктивная схема первой модификации дана на рис. 16.6, расчетные характеристики — в табл. 16.1. В радиационной

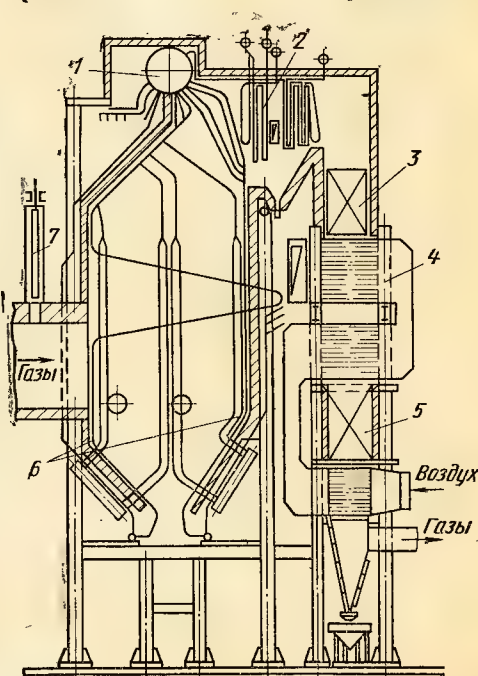


Рис. 16.6. Котел-утилизатор типа БКЗ-50/39у первой модификации:

1 — барабан; 2 — пароперегреватель; 3 — экономайзер второй ступени; 4 — воздухоподогреватель первой и второй ступеней; 5 — экономайзер первой ступени; 6 — экран; 7 — отсечный шибер

камере котла установлен двухсветный экран. Этот экран и пароперегреватель оборудованы системой виброочистки. Конвективные поверхности нагрева котла разрежены и выполнены в виде коридорного пучка. В горизонтальном газоходе между радиационной камерой и конвективной шахтой установлен бункер для сбора выпадающего шихтового уноса.

Конструктивная схема второй модификации приведена на рис. 16.7, расчетные характеристики — в табл. 16.1. Поверхности нагрева экономайзера разрежены и перед экономайзером установлен подогреватель высокого давления для повышения температуры питательной воды на входе в экономайзер для снижения его сернокислотной коррозии. В тех же целях перед воздухоподогревателем установлены калориферы для предварительного подогрева воздуха, поступающего в воздухоподогреватель.

2. Котел типа УКЦМ-25/40 — вертикально-водотрубный, однобарабанный с естественной циркуляцией. П-образной компоновки (рис. 16.8, табл. 16.1). Котел типа РК-50/40 — вертикально-водотрубный с ес-

ТАБЛИЦА 16.1

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОТЛОВ-УТИЛИЗАТОРОВ ДЛЯ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ГАЗОВ

Показатели	БКЗ-50/39у (рис. 16.6)	БКЗ-59/39у (рис. 16.7)	БКЗ-65/40 (рис. 16.8)	ПК-50/40 (рис. 16.9)	УКЛМ-35/40 (рис. 16.10)	ПК-75/40 (рис. 16.11)	ТОП-50/40 (рис. 16.12)	ТФП-25/40 (рис. 16.13)	«Стерлинг» (рис. 16.15)	«Стерлинг» (рис. 16.16)	УКЛМ-6/14 (рис. 6.17)
Завод-изготовитель	Барнаульский котельный	Барнаульский котельный	Белгород- ский ко- тельный	Белгород- ский ко- тельный	Белгород- ский ко- тельный	Белгород- ский ко- тельный	Белгородский котельный	Ленинградский ме- таллический	Ленинградский ме- таллический	Ленинградский ме- таллический	Таганрог- ский ко- тельный
Объем отходящих газов, тыс. м ³ /ч	55—60	60—65	35—40*	80—94*	65	40	115	146	30	20	20
Температура газов, °С:											
на входе в котел	1100	1000	1100	1500—1250*	780—900	1150	1250	1300	1100	1000	1000
на выходе из котла	240	270	—	230—270*	180—200	240	350	400	300	400	400
Паропроизводительность котла, т/ч	20—25	20—25	8—17*	33—44*	11—17	32	50	29	15	5	4
Давление пара, кгс/см ²	37	20	30	40	19—22	36	40	46	15	6	6
Температура перегретого пара, °С	410	350	400*	330*	300—320	270	320	280	375	—	—
Количество воздуха, подогреваемо- го в котле, тыс. м ³ /ч	30—40	35—45	35*	50—73*	25—30	110	75	30	20	—	—
Температура воздуха, °С:											
на входе в воздухоподогрева- тель	90—100	80—100	70	90	30	30—70	30	160	30	—	—
на выходе из воздухоподогре- вателя	300—310	330—360	350*	470*	250—310	155—210	400	380	150—200	—	—
Поверхность нагрева, м ² :											
радиационная	718	300	272	861	274	—	183	530	750	340	400
конвективная	—	50	—	—	—	—	2760	2400	—	—	—
пароперегревателя	538	180	194	388	179	740	74	211	275	—	—
воздухоподогревателя	3150	3200	1795	3082	1060	3360	4120	1120	2250	—	—
водяного экономайзера	206	1115	—	680	1768	1750	240	—	—	—	—
Способ очистки поверхностей на- грева	Обдувка, виб- роочистка импульсная	Обдувка, виброочистка	Обдувка, дробе- очистка	Обдувка	Обдувка, ручная очистка	Обдувка	Ударная	Обдувка	Обдувка	Обдувка	Обдувка
Габаритные размеры, м:											
длина	13,0	16,0	9,5	16,5	11,4	8,0	24,0	25,0	25,0	7,5**	6,0
ширина	7,5	7,5	5,3	7,8	6,1	7,0	9,6	7,5	8,0	5,4	5,0
высота	24,0	22,0	27,0	31,0	21,0	33,0	23,0	20,0	14,0	9,0	14,0

* Проксительные показатели.

** Без воздухоподогревателя.

тественной циркуляцией, П-образной компоновки (рис. 16.9, табл. 16.1).

3. Котел типа УКЦМ-35/40—вертикаль-

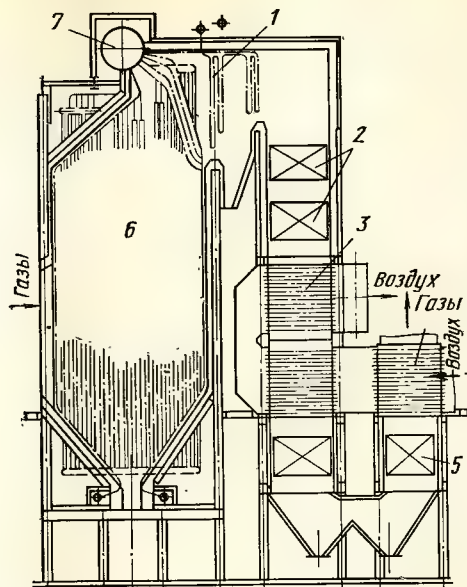


Рис. 16.7. Котел-утилизатор типа БКЗ-50/39у второй модификации:

1 — пароперегреватель; 2 — экономайзер второй ступени; 3 — воздухоподогреватель второй ступени; 4 — воздухоподогреватель первой ступени; 5 — экономайзер первой ступени; 6 — радиационная камера; 7 — барабан

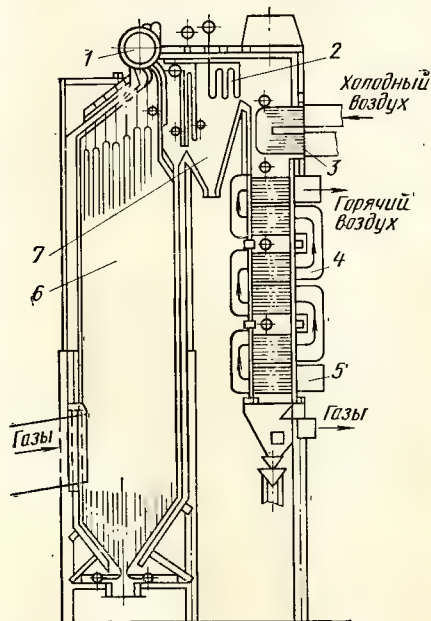


Рис. 16.8. Котел-утилизатор типа УКЦМ-25/40 (по реконструкции):

1 — барабан; 2 — пароперегреватель; 3 — воздухоподогреватель первой ступени; 4 — воздухоподогреватель второй ступени; 5 — воздух из первой ступени; 6 — радиационная камера; 7 — бункер

но-водотрубный, однобарабанный с естественной циркуляцией, П-образной компоновки (рис. 16.10, табл. 16.1).

4. Котел типа РК-75/40 однобарабанный с естественной циркуляцией, П-образной компоновки (рис. 16.11, табл. 16.1).

5. Котел типа ТОП-35/40. Котел однобарабанный с естественной циркуляцией с продольным движением газа вдоль ширмовых поверхностей нагрева. В горизонтальном газоходе за радиационной камерой большого размера расположены испарительные ширмы, а за ними — двухступенчатый воздухоподогреватель. В «рассечку» между первой и второй ступенью воздухоподогревателя находятся ширмы пароперегревателя. В нижней части горизонтального газохода расположены бункера для сбора выпадающего из газового потока шихтового уноса. Характерные особенности КУ этого типа:

а) низкая скорость газового потока вдоль ширмовых поверхностей нагрева — ~ 1 м/с;

б) низкое газовое сопротивление котла — $\sim 2-3$ мм вод. ст.;

в) самоочистка поверхностей нагрева от шихтового занося при работе котла в расчетном режиме по скоростям газового потока;

г) высокий коэффициент улавливания шихтового выноса из газового потока ($\sim 90\%$) при работе котла в расчетном режиме по скоростям газового потока;

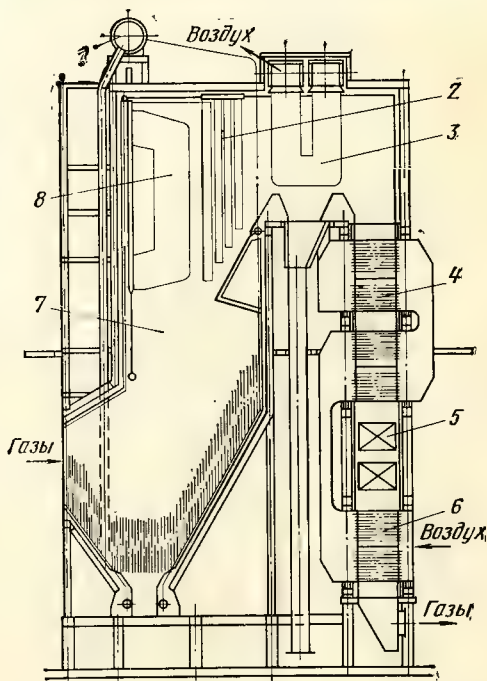


Рис. 16.9. Котел-утилизатор типа РК-50/40:

1 — барабан; 2 — пароперегреватель; 3 — воздухоподогреватель третьей ступени; 4 — воздухоподогреватель второй ступени; 5 — экономайзер; 6 — воздухоподогреватель первой ступени; 7 — радиационная камера, 8 — испарительные ширмы

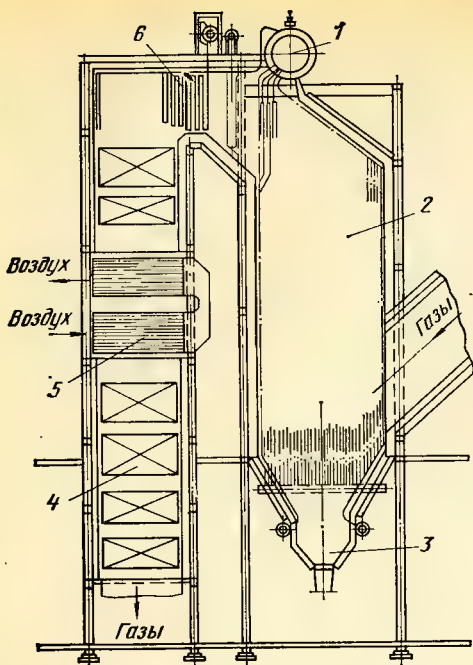


Рис. 16.10. Котел типа УКЦМ-35/40:
1 — барабан; 2 — радиационная камера; 3 — охлаждаемый бункер; 4 — экономайзер; 5 — воздухоподогреватель; 6 — пароперегреватель

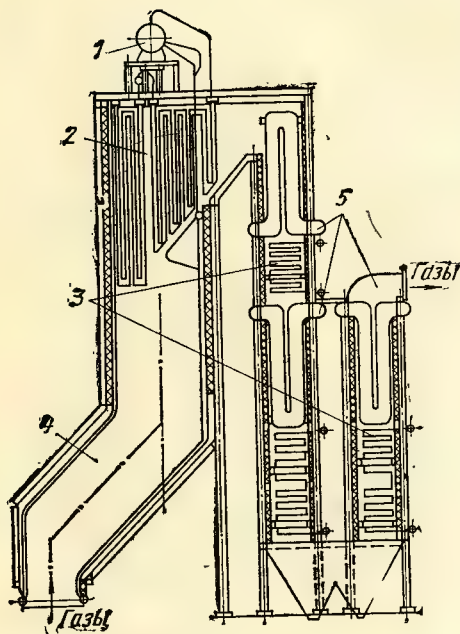


Рис. 16.11. Котел типа РК-75/40:
1 — барабан; 2 — радиационный пароперегреватель; 3 — водяные экономайзеры; 4 — экранированный газход; 5 — воздухоподогреватели

д) естественная циркуляция испарительных ширм вследствие коаксиального расположения в ширмах питательных труб.

6. Котел типа ТОП-50/40 (рис. 16.12, в табл. 16.1). В этом котле, в отличие от котла ТОП-35/40, на испарительных ширмах установлены линейные сепараторы. Ранее сечение водоподводящих и паровыводящих труб линейных сепараторов было недостаточным, что приводило к упуску уровня воды в них при переменных нагрузках котла. Увеличение сечения подводящих и отводящих труб линейных сепараторов обеспечило нормальную циркуляцию.

7. Котел типа ТФП-25/40 (рис. 16.13, табл. 16.1). В этом котле учтены конструктивные и эксплуатационные дефекты, выявленные в период монтажа и эксплуатации первых серий туннельных КУ типа ТОП и ТКС.

8. Котел ТФП-25/40 однобарабанный с естественной циркуляцией выполнен из герметичных, цельносварных мембранных панелей, расположенных по периметру радиационной и конвективной камер котла. Экранные панели выполнены в виде сплошных металлических мембранных панелей, схема которых показана на рис. 16.14. Этими панелями экранированы фронтальная, задняя стенки камеры охлаждения, боковые стенки котла и стенки охлаждаемых бункеров. Потолок котла закрыт штампованными листами, обеспечивающими газоплотность и возможность компенсации тепловых расширений. Листы приварены к коллекторам ширм испарительных поверхностей котла и с газовой стороны обмурованы шамотобетоном. Снаружи все панели испарительного контура котла изолированы соеволитовыми плитами. Все радиационно-конвективные поверхности нагрева котла выполнены в виде сварных ширм, аналогичных ширмам испарительных поверхностей. Воздухоподогреватель установлен в «рассечку» с пароперегревателем и испарительными ширмами. Паро-

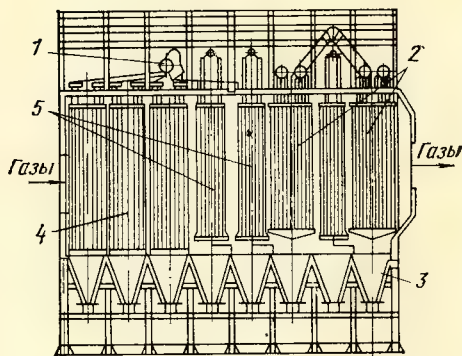


Рис. 16.12. Котел типа ТОП-50/40 (до реконструкции):

1 — барабан; 2 — воздухоподогреватели первой и второй ступеней; 3 — экономайзерные поверхности охлаждения бункера; 4 — радиационная камера; 5 — пароперегреватели

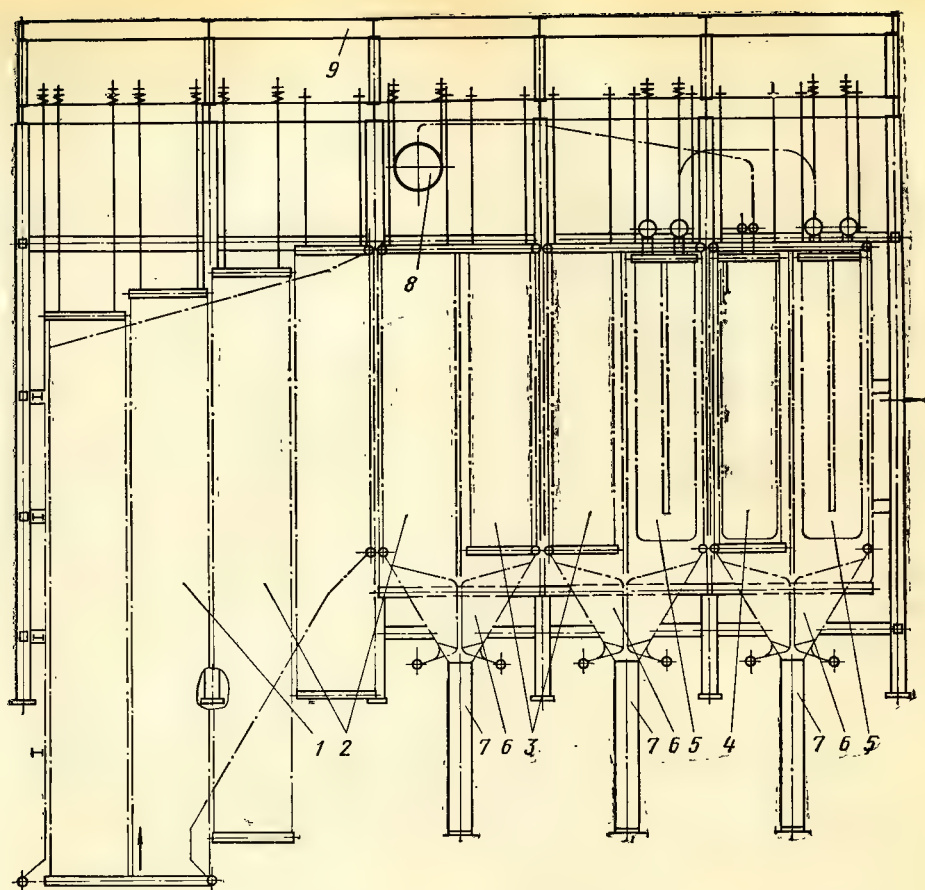


Рис. 16.13. Котел типа ТФП-25/40:

1 — радиационная камера; 2 — мембранные панели; 3 — испарительные ширмы; 4 — ширмы паро-перегревателя; 5 — ширмы воздухоподогревателя; 6 — испарительные поверхности охлаждения бункера; 7 — неохлаждаемые бункера; 8 — барабан; 9 — каркас

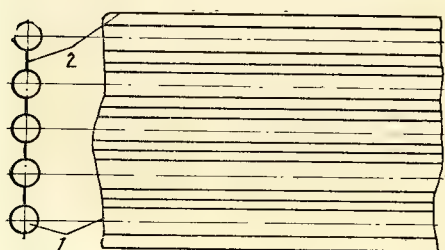


Рис. 16.14. Схема мембранных испарительных панелей

1 — трубы; 2 — проставки

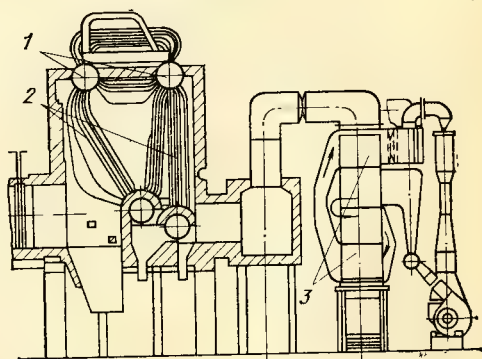


Рис. 16.15. Котел типа «Стерлинг» четырехбарабанный:

1 — барабаны; 2 — котельный пучок; 3 — воздухоподогреватель

перегреватель предназначен для подсушки лаза и незначительного его перегрева. В нижней части котла установлены три бункера для сбора осажженного из газов шихтового выноса. Все поверхности нагрева и барабан котла подвешены на жестких или пружинных подвесках к пото-

лочному перекрытию каркаса котла. В боковых стенах радиационной камеры котла установлены две пусковые горелки, обес-

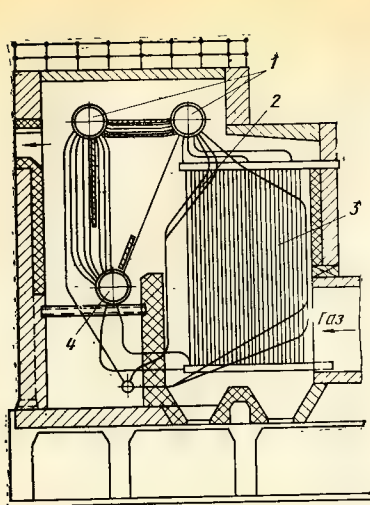


Рис. 16.16. Котел типа «Стерлинг» трехбарабанный:

1 — верхние барабаны; 2 — конвективный пучок; 3 — экран; 4 — нижний барабан

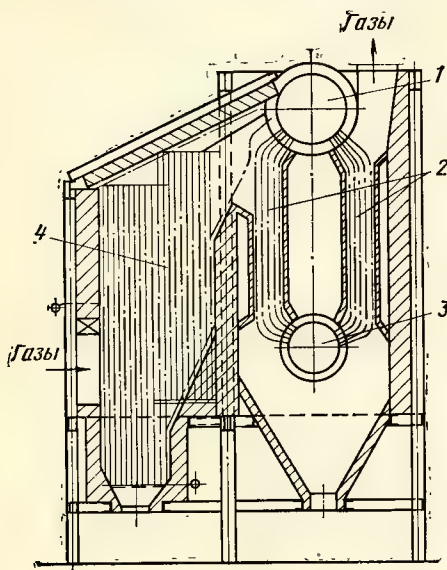


Рис. 16.17. Котел типа УКЦМ-6/14:

1 — верхний барабан; 2 — конвективный пучок; 3 — нижний барабан; 4 — экраны

печивающие автономную работу котла при 50 %-ной его производительности.

9. Котел типа «Стерлинг» четырехбарабанный с естественной циркуляцией (рис. 16.15, табл. 16.1). В целях уменьшения шлакования первых рядов кипятельного пучка боковые стены топки экранируются и разрежены первые два ряда кипятельных труб.

10. Котел типа «Стерлинг» — трехбарабанный с естественной циркуляцией (рис. 16.16, табл. 16.1).

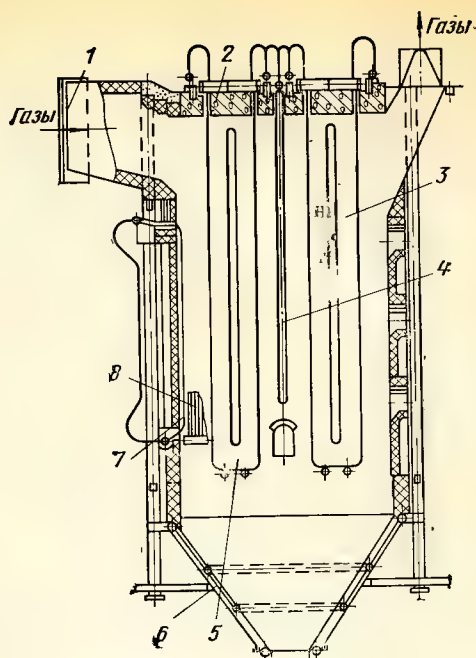


Рис. 16.18. Котел типа УККС-6/40:

1 — соединительный газоход; 2 — блочное потолочное перекрытие; 3 — испарительные ширмы второго газохода; 4 — ширма-перегородка; 5 — испарительные ширмы первого газохода; 6 — воздухоохлаждаемый бункер; 7 — боковой экран; 8 — фронтальный экран

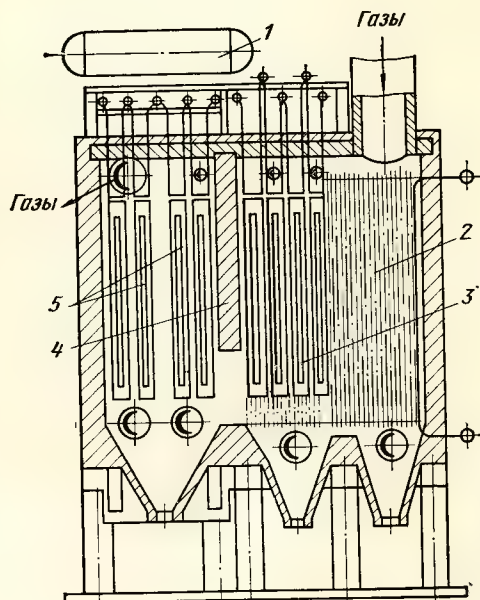


Рис. 16.19. Котел типа КУЦМ-КС-20/40:

1 — барабан; 2 — экраны; 3 — испарительные ширмы первого газохода; 4 — разделительная стенка; 5 — испарительные ширмы второго газохода

11. Котел типа УКЦМ-6/14 — двухбарабанный с естественной циркуляцией (рис. 16.17, табл. 16.1).

7. Типы котлов-утилизаторов для низкотемпературных газов

Приведенные ниже конструктивные схемы котлов относятся к тем переделам цветной металлургии, где температура отходящих газов на входе в котел ниже

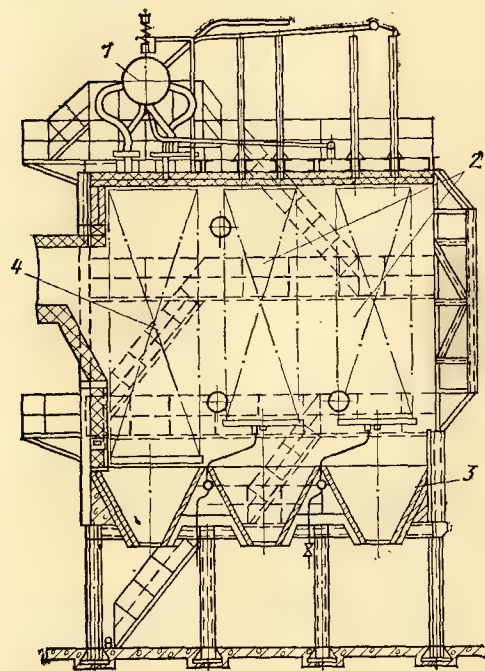


Рис. 16.20. Котел типа ТКС-4/40:

1 — барабан; 2 — испарительные ширмы; 3 — экономайзерные поверхности охлаждения бункера; 4 — экраны радиационной камеры

1000 °С. К этой группе относятся КУ, установленные за печами кипящего слоя и прокалочными печами.

1. Котел типа УККС-6/40 — однобарабанный с многократной принудительной циркуляцией (рис. 16.18, табл. 16.2). Котел подвергнулся реконструкции — из четырехходового по газу он превращен в двухходовой, что снизило скорость забивания ширм огарком. В этих же целях увеличен шаг между ширмами. В результате продолжительность непрерывной работы котла увеличилась до 60—80 сут.

2. Котел типа КУЦМ-КС-20/40 — однобарабанный с двумя системами циркуляции (рис. 16.19, табл. 16.2). Экраны радиационной камеры выполнены с естественной циркуляцией, а ширмы конвективных поверхностей нагрева с многократной принудительной циркуляцией.

3. Котел типа ТКС-4/40 — однобарабанный туннельного типа с естественной циркуляцией (рис. 16.20, табл. 16.2). В дополнение к эксплуатационным характеристикам туннельных котлов типа ТОП и ТКФ, котел ТКС-4/40 обеспечивает низкое газовое сопротивление — до 1 мм вод. ст.; к. п. д. пылеулавливания в пределах котла до 95 %.

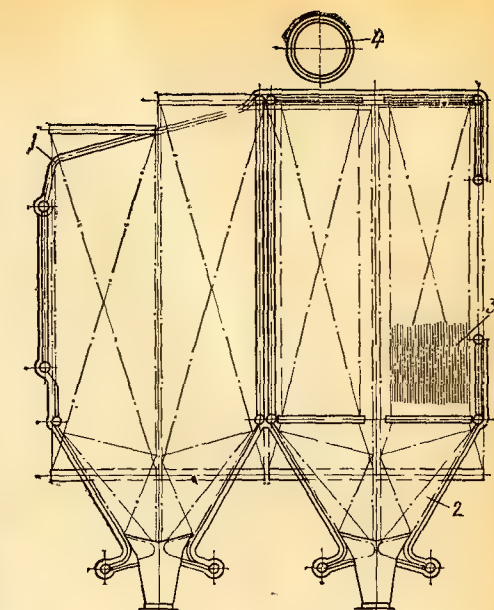


Рис. 16.21. Котел типа ТКС-6,5/40:

1 — трубчатые мембранные поверхности радиационного и конвективного газоходов котла с теплоизоляцией; 2 — бункера, включенные в контур естественной циркуляции, с теплоизоляцией; 3 — ширмы пароперегревателя; 4 — барабан

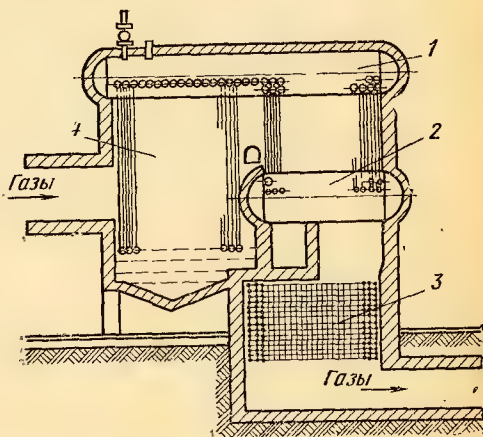


Рис. 16.22. Котел типа ДКВР-10/13:

1 — верхний барабан; 2 — нижний барабан; 3 — экономайзер; 4 — радиационная камера

куляцией (рис. 16.20, табл. 16.2). В дополнение к эксплуатационным характеристикам туннельных котлов типа ТОП и ТКФ, котел ТКС-4/40 обеспечивает низкое газовое сопротивление — до 1 мм вод. ст.; к. п. д. пылеулавливания в пределах котла до 95 %.

4. Котел типа ТКС-6.5/40 — однобарабанный, туннельного типа с естественной циркуляцией в газоплотном исполнении, как и котел ТФП-25/40 (рис. 16.21, табл. 16.2).

ТАБЛИЦА 16.2

**ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОТЛОВ-УТИЛИЗАТОРОВ
НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ГАЗОВ**

Показатели	КУЦМ-КС-20-40 (рис. 16.19)	УККС-6/40 (рис. 16.18)	ТКС-4/40 (рис. 16.20)	ТКС-6,5/40 (рис. 16.21)	ДКВР-10/13 (рис. 16.22)
Завод-изготовитель	Березовский «Цветмет- энергозап- часть»	Белгородский котельный			Бийский котельный
Объем отходящих газов, тыс. м ³ /ч	30	18	10	20	9,012*
Температура газов, °С:					
на входе в котел	1050	900	900	950	700—800
на выходе из котла	420	450	420	400	180—200
Паропроизводительность котла, т/ч	10—13	6	3,5	6,5	3
Давление пара, кгс/см ²	40	36	40	40	8
Поверхность нагрева, м ² :					
испарительная	660	255	300	400	235
пароперегревательная	260	—	6,8	160	35
экономайзерная	—	—	30	—	180
Способ очистки поверхно- стей нагрева	Вибрация		Ударная		Обдувка
Габаритные размеры, м:					
длина	12,0	5,0	9,0	9,6	8,0
ширина	5,5	6,0	4,0	5,0	4,0
высота	15,0	11,0	14,8	15,0	10,0

* Проектные показатели.

5. Котел типа ДКВР-10/13 — двухбарабанный с естественной циркуляцией (рис. 16.22, табл. 16.2).

8. Типы котлов-утилизаторов других переделов цветной металлургии

1. Котел типа КУКП-10/40 — одnobарабанный с многократной принудительной циркуляцией для печи кислородно-факельной плавки (рис. 16.23, табл. 16.3). Котел неоднократно реконструировали. Для снижения интенсивной сернокислотной коррозии труб радиационной камеры толщину стенки труб увеличили до 8 мм, а к трубам со стороны печных газов приварили полосы стали толщиной 66 мм. В целях снижения скорости забивания конвективного пароперегревателя сечение его газохода и шаг между трубами также увеличили.

2. Котел типа РКК-20/40 — одnobарабанный с многократной принудительной циркуляцией. Движение газового потока горизонтальное (рис. 16.24, табл. 16.3). Котел предусмотрен к установке за конвертером.

3. Котел типа КУЦМ-В-8/13 — одnobарабанный с принудительной циркуляцией.

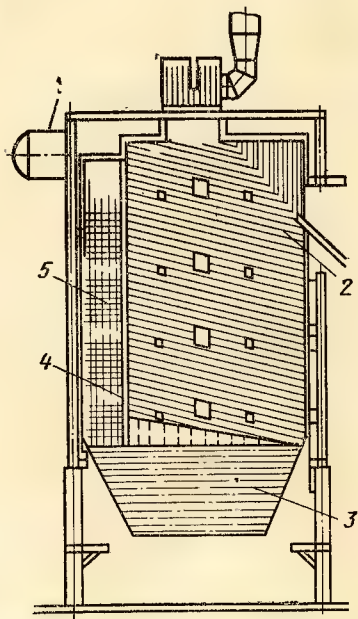


Рис. 16.23. Котел типа КУКП-10/40:
1 — барабан; 2 — экранированная радиационная камера; 3 — бункер; 4 — разделительная стенка; 5 — пароперегреватель

ТАБЛИЦА 16.3

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОТЛОВ-УТИЛИЗАТОРОВ ДРУГИХ ПЕРЕДЕЛОВ

Показатели	КУКП-10/40* (рис. 16.23)	РКК-20/40 (рис. 16.24)	КУЦМ-В-8/13 (рис. 16.25)
Завод-изготовитель	Белгородский котельный		Березовский «Энергоцвет- метзапчасть»
Объем отходящих газов, тыс. м ³ /ч	12-15	56	35-40
Температура газов, °С:			
на входе в котел	1250	850	950
на выходе из котла	440-550	420	400-500
Паропроизводительность котла, т/ч	8-10	20	8-10
Давление пара, кгс/см ²	40	40	40
Поверхность нагрева, м ² :			
испарительная	370	1550	340
пароперегревательная	320	—	—
экономайзерная			680
Способ очистки поверхностей нагрева	Обдувка	Ударная	Вибрация
Габаритные размеры, м:			
длина	10,5	14,0	8,0
ширина	6,0	6,0	5,6
высота	22,0	17,0	10,0

* Проектные показатели.

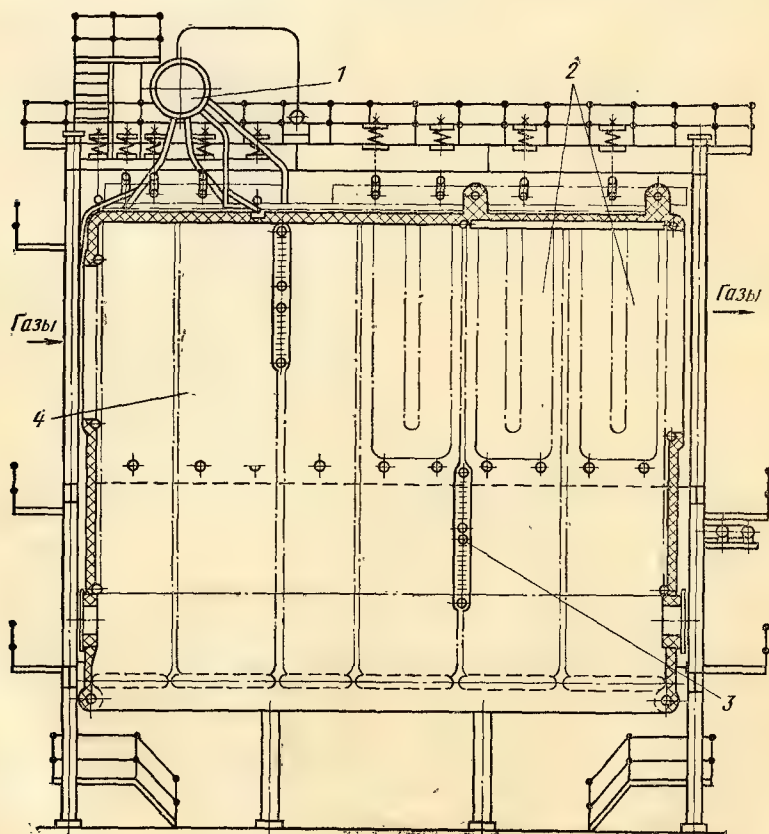


Рис. 16.24. Котел типа РКК-20/40:

1 — барабан; 2 — испарительные ширмовые поверхности; 3 — трубная перегородка; 4 — радиационная камера

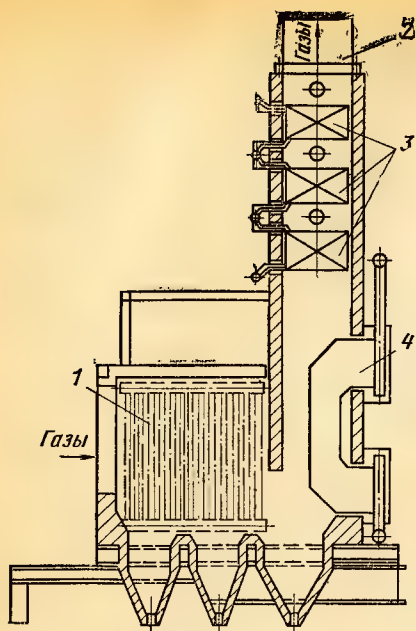


Рис. 16.25. Котел типа КУЦМ-В-8/13:

1 — экран; 2 — отводящий газоход; 3 — экономайзер; 4 — испарительные ширмы

рабанный с естественной циркуляцией, установленный на отходящих газах вельд-печи (рис. 16.25, табл. 16.3).

Глава 17 РЕКУПЕРАТОРЫ [1—3]

1. Общие сведения

В нагревательных печах заводов по обработке цветных металлов, в анодных и отражательных печах для подогрева воздуха, подаваемого на сжигание топлива, используют петлевые трубчатые рекуператоры (рис. 17.1, табл. 17.1). Подогрев воздуха осуществляется от 350 до 400 °С. Секции петлевого трубчатого рекуператора серийно производит Днепропетровский завод по ремонту металлургического оборудования. Рекуператоры изготавливают из хромистых и хромоникелевых сталей. Допустимая температура стенки трубы рекуператора 600—650 °С. Рекуператоры удовлетворительно служат на чистых продуктах сгорания топлива, а на запыленных газах подвержены большому износу.

Наибольшее распространение получили конвективные трубчатые рекуператоры с трубными досками (рис. 17.2). Рекуператоры изготавливают по индивидуальным проектам для печных агрегатов.

ТАБЛИЦА 17.1

ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЕТЛЕВЫХ ТРУБЧАТЫХ РЕКУПЕРАТОРОВ (ТЕМПЕРАТУРА ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ПЕРЕД РЕКУПЕРАТОРОМ 900—1000 °С)

Производительность, м³/ч	Поверхность нагрева, м²	Масса, кг	Габаритные размеры, мм		
			длина	ширина	высота
2 800	25	1 803	1 740	1 060	3 230
5 000	50	2 868	1 940	1 420	3 330
7 000	75	3 125	2 040	1 125	4 455
9 000	100	5 564	2 590	1 540	4 680
11 500	125	6 456	2 540	1 730	4 755
13 000	150	8 015	2 840	1 840	5 055
25 000	250	12 078	3 340	2 090	5 655

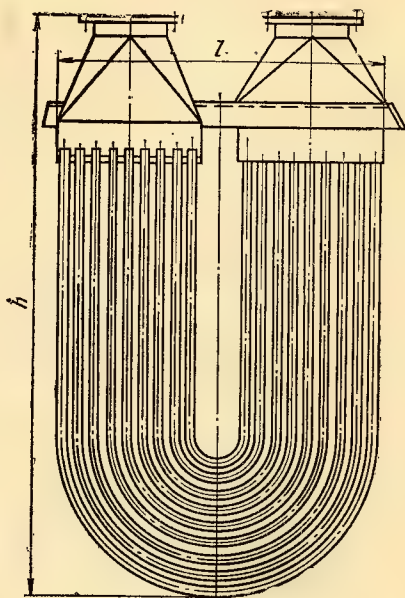


Рис. 17.1. Секция петлевого трубчатого рекуператора

2. Рекомендации по выбору и расчету печей

Для расчета размеров и технических показателей нагревательных и термических печей должны быть известны: производительность печи, температура нагрева, допустимый перепад температур между поверхностью и центром, геометрические размеры заготовок, теплофизические свойства металла.

Исходя из геометрических размеров заготовок и типа применяемых горелочных устройств задают внутренние размеры поперечного сечения печи. Длину печи опре-

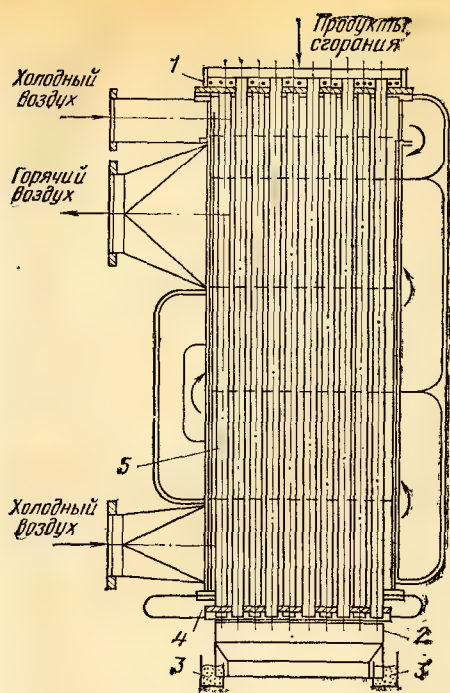


Рис. 17.2. Трубчатый конвективный рекуператор для нагревательных печей:

1 — верхняя трубная доска; 2 — нижняя трубная доска; 3 — песочные затворы; 4 — компенсатор; 5 — трубы

деляют в зависимости от времени нагрева металла и производительности. При установке на печи обычных горелок типа ГНП, В, ВП и др. высота рабочего пространства может быть 1500—2500 мм, при установке плоскопламенных горелок 900—1500 мм, при этом продольный профиль печи выполняют одной высоты без пережимов. В настоящее время хорошо зарекомендовали себя плоскопламенные горелки типа ГР для нагрева меди и никеля.

Ширину рабочего пространства печи выбирают в зависимости от длины заготовки: обычно для печей цветной металлургии она на 500—800 мм больше длины заготовки. Если производительность печи при разных длинах заготовок одинаковая, то тепловой расчет печи необходимо вести на минимальный размер заготовок. При расчете печей с водоохлаждаемыми глассажными трубами необходимо учитывать охлаждающее действие труб и при необходимости устраивать зоны выравнивания температуры.

Для расчета печей задают температуру уходящих газов из печи. Чем ниже температура уходящих газов при прочих равных параметрах, тем длиннее печь. При высокой температуре уходящих газов за печами необходимо устанавливать рекуператоры. В связи с тем что цветные металлы, как правило, имеют малую «массивность» ($Bi \leq 0,25$), для повышения напряженности пода и производительности печи их можно укладывать в два слоя. С целью исключе-

ния ручного труда необходимо выбирать для нагрева металла механизированные печи. Из механизированных наиболее предпочтительны печи с шагающим подом. В них заготовки можно укладывать сплошным слоем и с зазорами. При укладке металла с зазорами необходимо учитывать это при расчете времени нагрева заготовки.

Для энергетических котлов и котлов, работающих в утилизационном режиме, рекуператоры (воздухонагреватели) производят котлостроительные заводы. Недостаток таких рекуператоров — зарастание поверхностей нагрева при работе на запыленных газах, а также сложная и ненадежная конструкция компенсирующих и уплотняющих устройств. Стойкость рекуператоров зависит от материала труб, трубных досок, а также температуры продуктов сгорания на входе в рекуператор.

Разработаны трубчатые конвективные рекуператоры с двойной циркуляцией теплоносителя (трубы Фильда). Эти рекуператоры (рис 17,3) имеют преимущества по сравнению с перечисленными конструкциями: во-первых, температура стенки трубы такого рекуператора при подогреве воздуха до той же температуры, что и в описанных конструкциях, ниже приблизительно на 50 °С; во-вторых, рекуператоры об-

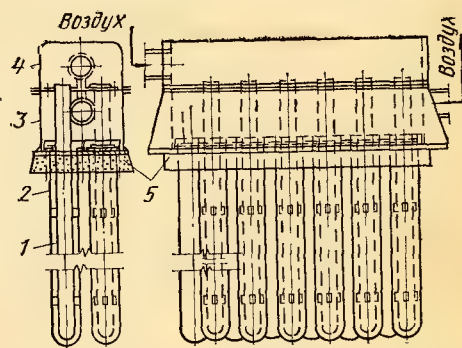


Рис. 17.3. Секция трубчатого конвективного рекуператора двойной циркуляции:

1 — труба холодного воздуха; 2 — труба горячего воздуха; 3 — коллектор горячего воздуха; 4 — коллектор холодного воздуха; 5 — тепловая изоляция

ладают идеальной самокомпенсацией температурных удлинений; в-третьих, сопротивление всех труб при правильно сконструированном раздающем и собирающем коллекторах одинаково, поэтому все трубы работают в одинаковых режимах. Температура подогрева воздуха в рекуператорах двойной циркуляции в зависимости от конструктивных свойств стали равна 300—400 °С.

Наибольшее распространение для работы на запыленных газах нашли радиационные рекуператоры (рис. 17,4, 1). Их применяют в основном на запыленных газах обжиговых печей для охлаждения уходящих газов; подогретый воздух при

этом используется в других агрегатах. Температура подогрева воздуха 350—450 °С. Радиационные рекуператоры в комбинации с трубчатыми конвективными применяются для высокотемпературного подогрева воздуха до 600—700 °С. Недоста-

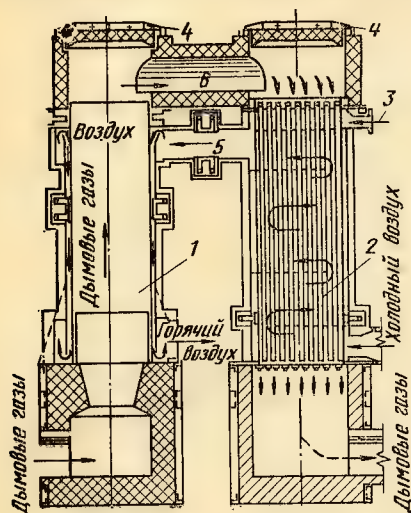


Рис. 17.4. Комбинированный радиационно-конвективный рекуператор:

1 — радиационный рекуператор; 2 — конвективный рекуператор; 3 — воздух для охлаждения верхней трубной доски; 4 — люки для чистки дымовых поверхностей рекуператора; 5 — воздушный канал; 6 — дымовой канал

ток радиационных рекуператоров — большие габариты.

Разработаны конструкции рекуператоров с овальными гнутыми трубами без трубных досок. Эти рекуператоры имеют наиболее высокую удельную поверхность на 1 м³ объема трубного пучка.

3. Методика расчета

Один из путей снижения расхода топлива и увеличения энергетического к. п. д. теплотехнических установок, использующих химическое тепло топлива, — применение рекуперативного подогрева воздуха. Рекуператоры различных конструкций применяют в нагревательных термических, отражательных, анодных и шахтных печах. Температура подогрева воздуха определяется условиями эксплуатации печи, типом сжигаемого топлива, температурой отходящих газов, конструктивными свойствами материалов. Для стальных и чугунных рекуператоров конвективного типа температура подогрева воздуха находится на уровне 400 °С. В радиационных рекуператорах температура подогрева воздуха может достигать 600—700 °С. Зависимость расхода топлива от температуры подогрева воздуха показана на рис. 17.5 [2].

Расчет конвективного трубчатого рекуператора основан на уравнении теплообме-

на между горячим газом и холодным воздухом

$$Q = kF\tau_{\text{ср}}, \quad (17.1)$$

где Q — количество тепла, переданного в рекуператор, ккал/ч; k — коэффициент теплопередачи, ккал/(м²·ч·°С); $\tau_{\text{ср}}$ — среднелогарифмический перепад температур,

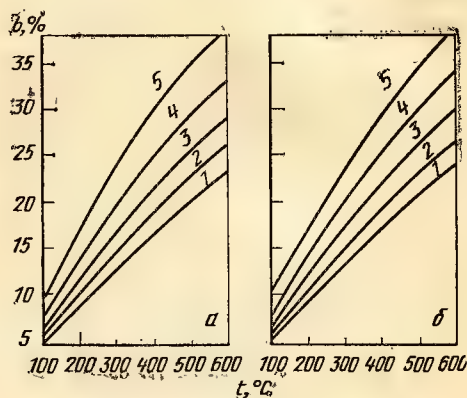


Рис. 17.5. Зависимость экономии топлива b от температуры подогрева воздуха в печах, отапливаемых природным газом, $Q_p^p = 8600$ ккал/м³ (а) и

отапливаемых мазутом, $Q_p^p = 10000$ ккал/кг, $\alpha = 1,05$ (б), при температуре газов, °С:

1 — 600; 2 — 800; 3 — 1000; 4 — 1200; 5 — 1400

°С. Большей частью задача расчета рекуператора сводится к нахождению поверхности теплообмена рекуператора:

$$F = Q/\tau_{\text{ср}}k. \quad (17.2)$$

Среднелогарифмическую разность температур определяют по формуле

$$\tau_{\text{ср}} = (\tau_{\text{н}} - \tau_{\text{к}}) / \left(2,3 \lg \frac{\tau_{\text{н}}}{\tau_{\text{к}}} \right). \quad (17.3)$$

Параметры $\tau_{\text{н}}$ и $\tau_{\text{к}}$ зависят от схемы подвода теплоносителя:

при прямоточной схеме

$$\tau_{\text{н}} = t_{\text{д}}^* - t_{\text{воз}}', \quad (17.4)$$

$$\tau_{\text{к}} = t_{\text{д}}'' - t_{\text{д}}'; \quad (17.5)$$

при противоточной схеме

$$\tau_{\text{н}} = t_{\text{д}}^* - t_{\text{воз}}'', \quad (17.6)$$

$$\tau_{\text{к}} = t_{\text{д}}'' - t_{\text{воз}}', \quad (17.7)$$

где $t_{\text{д}}^*$ и $t_{\text{д}}''$ — температура дыма на входе и выходе из рекуператора, °С; $t_{\text{воз}}'$ и $t_{\text{воз}}''$ — температура воздуха на входе и выходе из рекуператора, °С.

При других схемах подвода теплоносителей среднелогарифмический температурный перепад определяют из выражения

$$\tau_{\text{ср}}^{\text{пр}} = \varepsilon_{\Delta t} \tau_{\text{ср}}. \quad (17.8)$$

Поправочный коэффициент $\epsilon_{\Delta t}$ определяют как функцию параметров (рис. 17.6):

$$R = (t'_d - t''_d) / (t''_{\text{воз}} - t'_{\text{воз}}); \quad (17.9)$$

$$P = (t''_{\text{воз}} - t'_{\text{воз}}) / (t'_d - t'_{\text{воз}}). \quad (17.10)$$

При нагреве воздуха до температур порядка 300 °С поправочным коэффициентом можно пренебречь.

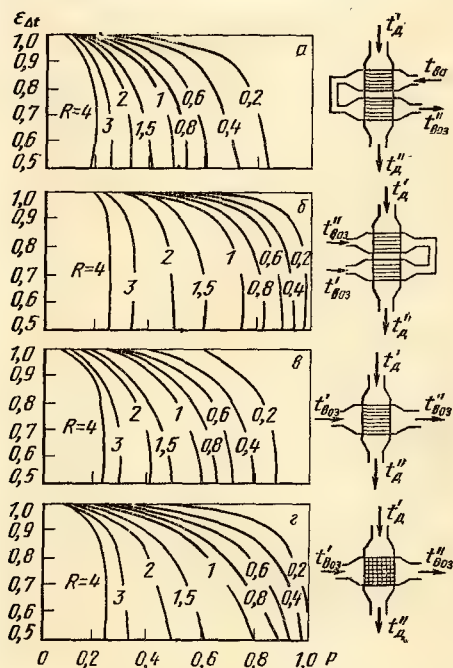


Рис. 17.6. Зависимость поправочного коэффициента $\epsilon_{\Delta t}$ от параметров P и R :

а — комбинированный перекрестный параллельный ток; б — комбинированный перекрестный противоток; в — одиночный перекрестный ток (один поток перемешивается, поток в трубах не перемешивается); г — одиночный перекрестный ток (оба потока не перемешиваются)

Наибольшую сложность в расчете рекуператора представляет определение коэффициента теплопередачи k . Для металлических рекуператоров, у которых термическим сопротивлением стенки можно пренебречь, коэффициент теплопередачи определяют из выражения

$$k = \frac{1}{1/\alpha_{\text{воз}} + 1/\alpha_d} \quad (17.11)$$

или

$$k = (\alpha_{\text{воз}} \alpha_d) / (\alpha_{\text{воз}} + \alpha_d), \quad (17.12)$$

где α_d — коэффициент теплоотдачи от дыма к стенке, ккал/(м²·ч·°С); $\alpha_{\text{воз}}$ — коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху, ккал/(м²·ч·°С).

Теплоотдача от дыма происходит вследствие конвекции и излучения

$$\alpha_d = \alpha_{\text{конв}} + \alpha_{\text{луч}}, \quad (17.13)$$

где $\alpha_{\text{конв}}$ — коэффициент конвективной теплоотдачи от дыма к стенке трубок, ккал/(м²·ч·°С); $\alpha_{\text{луч}}$ — коэффициент теплоотдачи излучением от дыма к стенке трубок, ккал/(м²·ч·°С).

Теплоотдача от стенки к воздуху идет в результате конвекции.

Коэффициент теплоотдачи излучением может быть определен из выражения

$$\alpha_d^{\text{луч}} = M (\epsilon_{\text{CO}_2} + \epsilon_{\text{H}_2\text{O}}), \quad (17.14)$$

откуда

$$\epsilon_{\text{H}_2\text{O}} = \epsilon_{\text{H}_2\text{O}}^{\circ} \beta; \quad (17.15)$$

в выражениях (17.14) и (17.15) M — множитель, являющийся функцией четвертых степеней абсолютных температур дымовых газов и стенки рекуператоров; значение M можно определить из рис. 17.7; ϵ_{CO_2} — степень черноты углекислого газа; $\epsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ — степень черноты водяных паров.

Степень черноты излучающих газов CO_2 и H_2O определяют по графикам (рис. 17.8, 17.9). Она является функцией температуры и произведения эффективной толщины излучающего слоя и парциального давления газа.

Ниже приведены значения эффективной толщины излучающего слоя для различных форм газового отъема:

Цилиндр диаметром d бесконечной длины 0,9d
Цилиндр высотой $h=d$:
излучение на центр основания . . 0,77d
излучение на боковую поверхность 0,6d

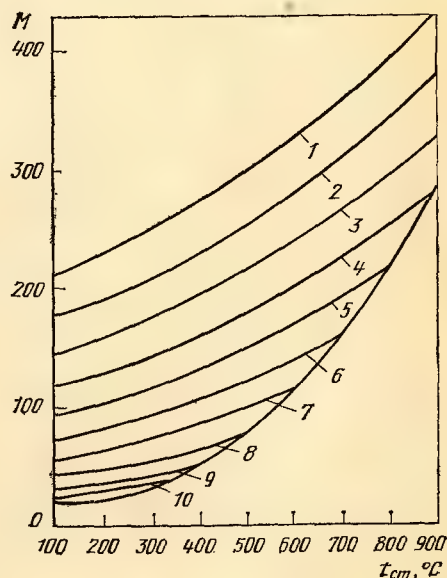


Рис. 17.7. Зависимость параметра M от температуры стенки рекуператора $t_{\text{ст}}$ и дымовых газов $t_{\text{газ}}$, °С:

1 — 1200; 2 — 1100; 3 — 1000; 4 — 900; 5 — 800; 6 — 700; 7 — 600; 8 — 500; 9 — 400; 10 — 300

Пучок труб диаметром d с расстоянием между крайними образующими труб x при расположении труб:

по треугольнику $x=d$ $2,8x$
 » » $x=2d$ $3,8x$
 по квадрату $x=d$ $3,5x$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией в каналах (трубах) зависит от режима движения газа и ряда других физических параметров теплоносителя. Так как при конструировании и эксплуатации рекуператоров чаще всего наблюдается турбулентный режим движения газов, когда $Re > 10^4$, то коэффициент теплоотдачи оп-

ределяют из выражения

$$\alpha = A \frac{(w\rho d)^{0,8}}{d}, \quad (17.16)$$

где w — фактическая скорость движущегося газа с учетом температуры, м/с; ρ — действительная плотность газа, кг/м³; d — приведенный диаметр, м; A — поправочный множитель, определяемый по рис. 17.10.

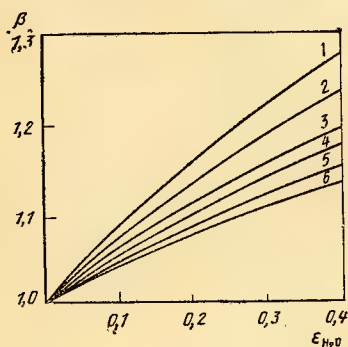


Рис. 17.8. Зависимость поправочного коэффициента β от степени черноты водяного пара ϵ_{H_2O}

$p_{H_2O} S_{эф}$, ат·м:

1 — 0—0,01; 2 — 0,10; 3 — 0,25; 4 — 0,50; 5 — 1,00; 6 — 5,00

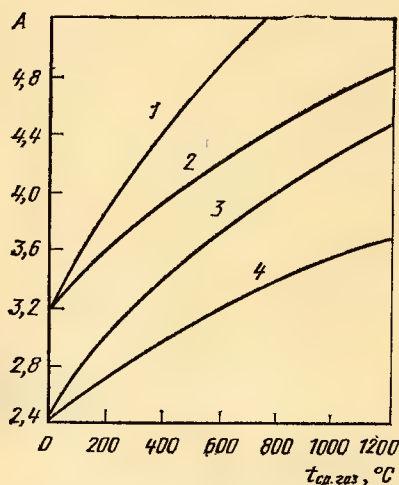


Рис. 17.10. Зависимость поправочного множителя A от средней температуры дымовых газов (или воздуха) $t_{ср.газ}$

1, 2 — охлаждение дымовых газов и воздуха; 3, 4 — нагревание дымовых газов и воздуха

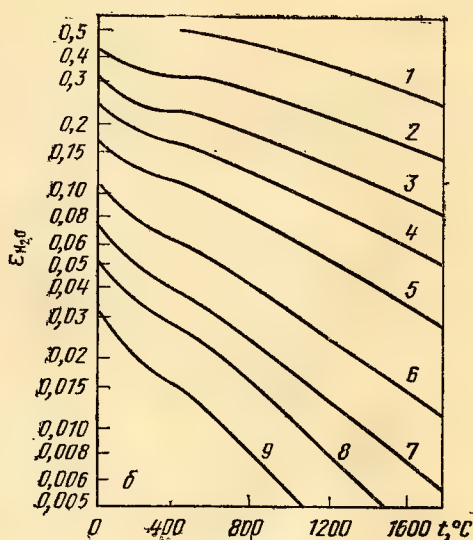
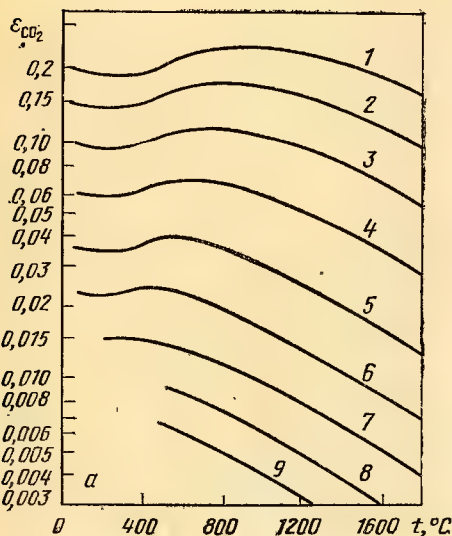


Рис. 17.9. Зависимость степени черноты углекислого газа ϵ_{CO_2} и водяного пара ϵ_{H_2O} от температуры:

$a - p_{CO_2} S_{эф}$, ат·м: 1 — 2,0; 2 — 0,5; 3 — 0,1; 4 — 0,02; 5 — 0,005; 6 — 0,002; 7 — 0,0010; 8 — 0,0006; 9 — 0,0004; $b - p_{H_2O} S_{эф}$, ат·м: 1 — 2,0; 2 — 0,5; 3 — 0,2; 4 — 0,10; 5 — 0,06; 6 — 0,02; 7 — 0,010; 8 — 0,005; 9 — 0,003

Если сечение трубы не круг, а другая геометрическая форма, то приведенный диаметр определяют по формуле

$$d = 4f_c/P, \quad (17.17)$$

где f_c — сечение канала, m^2 ; P — периметр канала, m .

При более сложной конфигурации канала приведенный диаметр определяют из выражения

$$d = 4V_c/F_o,$$

где V_c — объем канала, по которому движется газ (объем, занимаемый газом в канале); F_o — поверхность, омываемая газом.

Для определения коэффициента теплоотдачи к пучку труб применимы следующие формулы:

а) при коридорном расположении труб

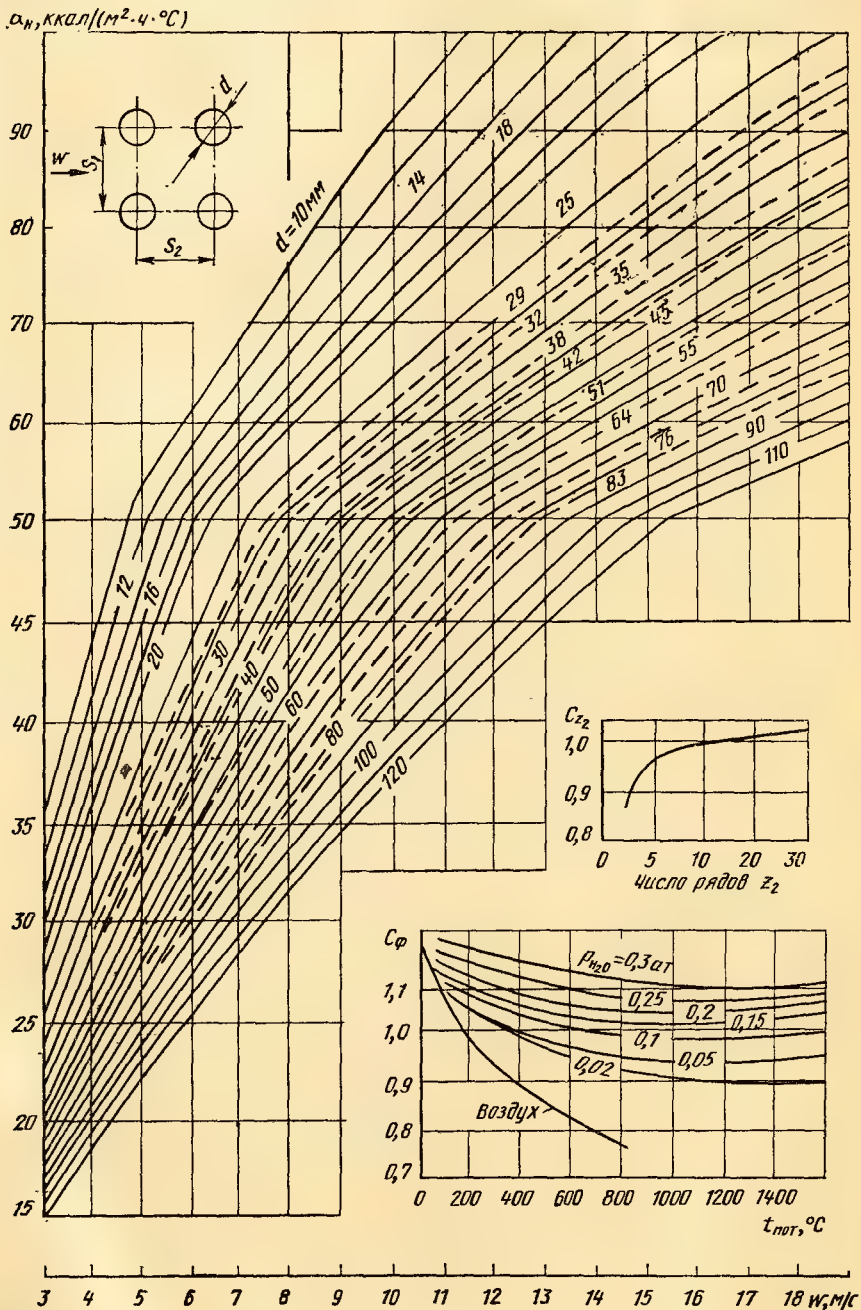


Рис. 17.11. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании коридорных пучков труб

$$\alpha = 0,20 C_{z_2} \frac{\lambda Pr^{0,35}}{d^{0,36}} \left(\frac{w}{v} \right)^{0,64}, \quad (17.18)$$

где λ — коэффициент теплопроводности газа (воздуха), ккал/(м·ч·°C); w — фактическая скорость газа (воздуха), м/с; v — кинематическая вязкость газа (воздуха), м²/с; d_n — наружный диаметр трубы, м; Pr — критерий Прандтля.

$$Pr = v/a = v c_p \rho / \lambda_i, \quad (17.19)$$

где c_p — теплоемкость газа при постоянном давлении, ккал/(кг·°C);

б) при шахматном расположении труб и $(S_1 - d)/(S - d) \geq 0,7$

$$\alpha = 0,334 C_{z_2} \frac{\lambda Pr^{0,35}}{d^{0,40}} \times$$

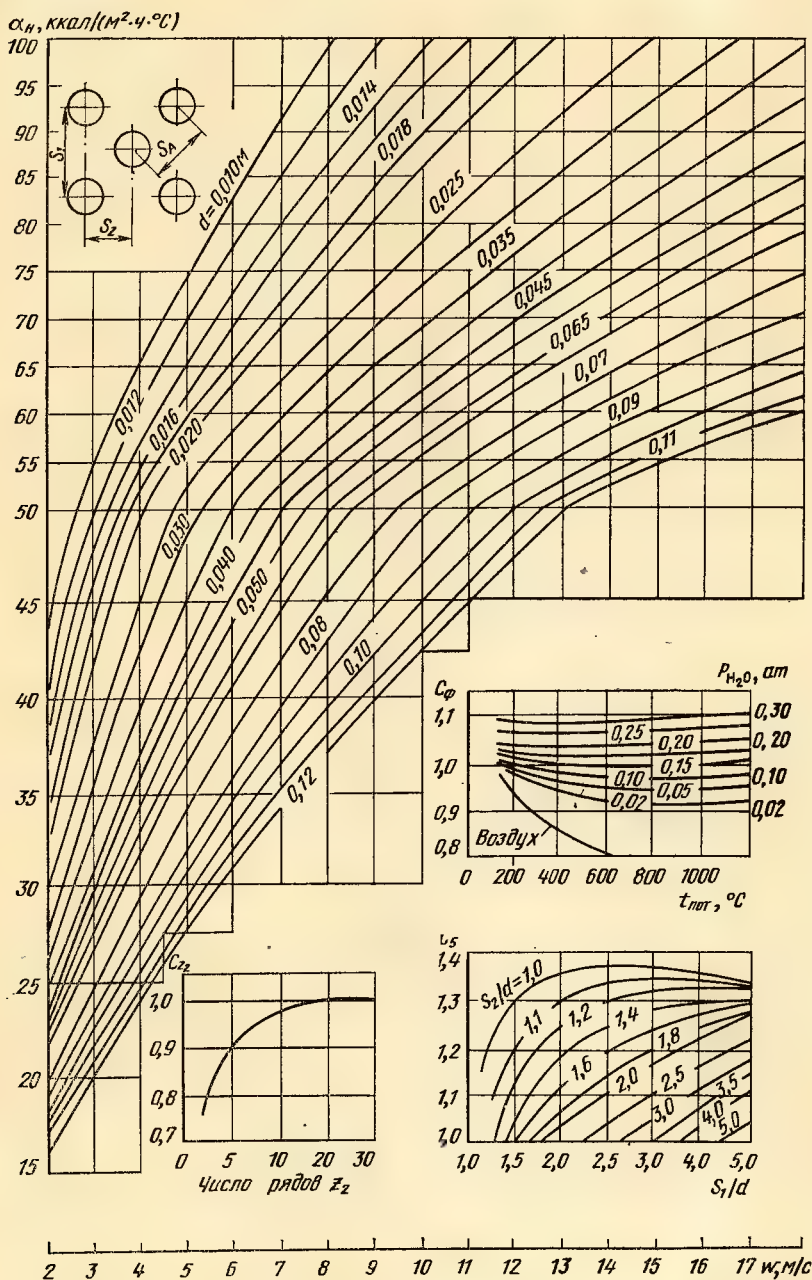


Рис. 17.12. Помограмма для определения коэффициента теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании шахматных гладко-трубных пучков; S_1/d — относительный поперечный шаг; S_2/d — относительный продольный шаг

$$\times \left(\frac{S_1 - d}{S - d} \right)^{0,25} \left(\frac{w}{v} \right)^{0,6}; \quad (17.20)$$

в) при шахматном расположении труб и $(S_1 - d)/(S - d) < 0,7$

$$\alpha = 0,305 C_{z_2} \frac{\lambda Pr^{0,35}}{d^{0,40}} \left(\frac{w}{v} \right)^{0,60}, \quad (17.21)$$

где C_{z_2} — поправка на число рядов труб в направлении движения газового потока; S_1 — поперечный шаг, м; S — диагональный шаг, м;

$$S = \sqrt{0,25 S_1^2 + S_2^2}; \quad (17.22)$$

S_2 — продольный шаг труб (в направлении движения теплоносителя), м; w — дей-

ственным или близким сопротивлением по воздуху, что обеспечивает одинаковый нагрев наружных стенок труб (это преимущество отсутствует у петлевых рекуператоров).

Расчет коэффициента теплоотдачи для рекуператоров двойной циркуляции определяют из выражения

$$k = \alpha_d [(t_d - t_{ст}) / (\bar{t}_d - \bar{t}_{воз})], \quad (17.27)$$

где α_d — коэффициент теплоотдачи от дыма к стенке наружной трубы, ккал/(м² × ч × °C); $\bar{t}_d$ — средняя температура дыма, °C; $\bar{t}_{воз}$ — средняя температура воздуха, °C; $t_{ст}$ — средняя температура стенки наружной трубы рекуператора, °C.

Температуру стенки наружной трубы определяют из выражения

$$t_{ст} = \frac{(\delta_1 \alpha_d \bar{t}_d + 0,5 \alpha_{воз} \bar{t}_{воз2}) [\delta_2 \alpha + (1 - m) (\delta_3 \alpha_{воз} + \alpha_1)] + (\alpha_{воз} m + \alpha) 5 \delta_3 \alpha \bar{t}_{воз2}}{(\delta_1 \alpha_d + \alpha_{воз} + \alpha) [\delta_2 \alpha + (1 - m) (\delta_3 \alpha_{воз} + \alpha_1)] - \delta_2 \alpha (\alpha_{воз} m + \alpha)} \quad (17.28)$$

ствительная скорость в узком сечении (при средней температуре теплоносителя), м/с.

Физические константы принимают при средней температуре газа. Для определения коэффициентов теплоотдачи на рис. 17.11 и 17.12 представлены номограммы. При этом нужно пользоваться следующими формулами:

а) при коридорном расположении труб

$$\alpha = \alpha_n C_{z_2} C_\Phi; \quad (17.23)$$

б) при шахматном расположении труб

$$\alpha = \alpha_n C_{z_2} C_s C_\Phi. \quad (17.24)$$

Одно из условий длительной эксплуатации рекуператоров — поддержание температуры стенки на уровне высокой конструктивной стойкости материала, из которого изготовлены трубы. Для рекуператоров из металлических труб температуру стенки определяют из выражения

$$t_{ст} = (\alpha_d \bar{t}_d + \alpha_{воз} \bar{t}_{воз}) / (\alpha_d + \alpha_{воз}) \quad (17.25)$$

или

$$t_{ст} = \bar{t}_{воз} + \frac{\bar{t}_d - \bar{t}_{воз}}{1 + \alpha_{воз} / \alpha_d}. \quad (17.26)$$

Из уравнения (17.26) видно, что температура стенки рекуператора в основном зависит от отношения коэффициентов теплоотдачи от воздуха и от дыма: чем выше $\alpha_{воз} / \alpha_d$, тем ниже температура стенки.

Нагревательный элемент рекуператора двойной циркуляции (рис. 17.13) состоит из двух concentрических труб, установленных одна в другой. Такая система рекуперации тепла имеет ряд преимуществ по сравнению с обычными трубными пучками или петлевыми рекуператорами:

а) наличие внутренней трубы, облегчающей условия службы наружной вследствие восприятия ею части теплового потока, падающего на наружную трубу;

б) возможность независимого расширения труб в результате того, что обеспечена их свободная подвеска;

в) все элементы рекуператора обладают

где $\alpha_{воз}$ — коэффициент теплоотдачи от наружной и внутренней труб к воздуху, протекающему по кольцевой щели, ккал/(м² × ч × °C); $\bar{t}_{воз2}$ — температура воздуха на выходе из кольцевого сечения, °C; α — коэффициент теплоотдачи от наружной трубы к внутренней, ккал/(м² × ч × °C); α_1 — коэффициент теплоотдачи от внутренней трубы к воздуху, протекающему по этой трубе;

$$\delta_1 = d'_n / d'_{ва}; \quad \delta = d'_{вн} / d''_{вн}; \quad \delta_3 = d''_n / d''_{вн},$$

где d'_n — наружный диаметр наружной трубы, м; $d'_{вн}$ — внутренний диаметр наружной трубы, м; d''_n — наружный диаметр внутренней трубы, м; $d''_{вн}$ — внутренний диаметр внутренней трубы, м.

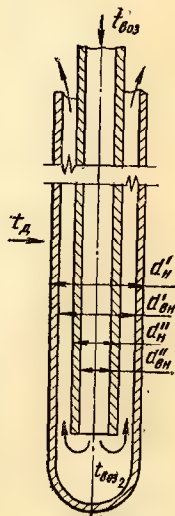


Рис. 17.13. Схема элемента рекуператора двойной циркуляции

Параметр m определяют из выражения

$$m = \alpha_1 f_{\text{вн}} / (V_{\text{воз}} \alpha_{\text{воз}} + \alpha_1 f_{\text{вн}}), \quad (17.29)$$

где $V_{\text{воз}}$ — расход воздуха через элемент рекуператора, м³/ч; $\alpha_{\text{воз}}$ — средняя теплоемкость воздуха, ккал/(м³ °С); $f_{\text{вн}}$ — внутренняя поверхность внутренней трубы, м².

Температуру стенки внутренней трубы определяют из выражения

$$t_{\text{ст2}} = \frac{(\delta_1 \alpha_{\text{д}} + \alpha_{\text{воз}} + \alpha) 0,5 \delta_3 t_{\text{воз2}} + \delta_1 \alpha (\delta_1 \alpha_{\text{д}} t_{\text{д}} + 0,5 \alpha_{\text{воз}} t_{\text{воз2}})}{(\delta_1 \alpha_{\text{д}} + \alpha_{\text{воз}} + \alpha) [\delta_2 \alpha + (1 - m) (\delta_3 \alpha_{\text{воз}} + \alpha_1) - \delta_2 \alpha (\alpha_{\text{воз}} m + \alpha)]}. \quad (17.30)$$

Формулы для расчета рекуператора двойной циркуляции получены при $t_{\text{воз}} = 0$ или близком к нулю.

Эквивалентный диаметр кольцевой щели, м, определяют из выражения

$$d_3 = 4 f_{\text{щ}} / (\pi d'_{\text{вн}}), \quad (17.31)$$

где $f_{\text{щ}}$ — площадь кольцевого сечения, м².

Коэффициент теплоотдачи излучением между трубами находят по формуле

$$\alpha = \sigma_{\text{пр}} \left[\left(\frac{T_{\text{ст1}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{ст2}}}{100} \right)^4 \right] / (t_{\text{ст1}} - t_{\text{ст2}}), \quad (17.32)$$

где $\sigma_{\text{пр}}$ — приведенный коэффициент излучения между трубами.

Коэффициент излучения равен

$$\sigma_{\text{пр}} = \frac{\sigma_0}{\frac{1}{\epsilon_{\text{ст2}}} + \frac{f_{\text{вн}}}{f_{\text{н}}} \left(\frac{1}{\epsilon_{\text{ст1}}} - 1 \right)}, \quad (17.33)$$

где $f'_{\text{вн}}$ — наружная поверхность внутренней трубы; $f'_{\text{н}}$ — внутренняя поверхность наружной трубы.

Для оценочных расчетов можно пользоваться другими формулами для определения коэффициента теплопередачи:

$$k = (\delta \alpha + \alpha) / [(1 + \delta) \alpha + \alpha];$$

$$k = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_{\text{д}}} + n \frac{1}{\alpha_{\text{в}}} \right). \quad (17.34)$$

Коэффициент n определяют из выражения

$$n = (\delta \alpha + \alpha) / [(1 + \delta) \alpha + \alpha]. \quad (17.35)$$

Выражения (17.34) и (17.35) получены при следующих допущениях: $\delta_1 = \delta_3 = 1$, т. е., пренебрегаем толщиной стенок и $t_{\text{воз1}} = t_{\text{воз2}} = 0$, т. е. нагрев воздуха происходит только в кольцевой щели. Из выражения (17.34) видно, что расчет рекуператора двойной циркуляции сведен к расчету обычного рекуператора с учетом коэффициента n .

Пример. Объем продуктов сгорания, выходящих из печи, равен $V_{\text{д}} = V_{\text{д}}^0 \alpha_{\text{у.х}} B_{\text{т}} = 10,6 \cdot 1,7 \cdot 121,3 = 2185,8$ м³/ч.

Температура продуктов сгорания составляет 800 °С.

Количество воздуха, подаваемого на сжигание топлива в горелки, равно: $V_{\text{воз}} = L_0 \alpha B_{\text{т}} = 121,3 \cdot 9,5 \cdot 1,1 = 1267,5$ м³/ч.

С учетом потерь воздуха в тракте и запаса печи по мощности при форсировании режимов нагрева коэффициент запаса принимаем $K_3 = 1,25$. Тогда $V_{\text{воз}}^{\text{п}} = V_{\text{воз}} K_3 = 1267,5 \cdot 1,25 = 1584,4$ м³/ч. Температура подогрева воздуха равна 425 °С.

Начальная температура воздуха на входе в рекуператор составляет 5 °С.

Схема расчета рекуператора представлена на рис. 17.14.

1. Количество тепла, необходимое для нагрева воздуха: $Q_{\text{воз}} = V_{\text{воз}}^{\text{п}} (t_{\text{воз}}^{\text{п}} C'_{\text{воз}} - t_{\text{воз}}^{\text{н}} C'_{\text{воз}}) = 1584,4 (425 - 0,329 - 5 \cdot 0,311) = 1584,4 (139,8 - 1,55) = 217775,8$ ккал/ч.

2. Количество тепла, поступающего в рекуператор с продуктами сгорания топлива: $Q'_{\text{д}} = V_{\text{д}} t'_{\text{д}} C'_{\text{д}} = 10,6 \cdot 1,7 \cdot 800 \cdot 0,363 \times 121,3 = 634763,8$ ккал/ч.

3. Количество тепла, уходящее из рекуператора в дымовую трубу: $Q''_{\text{д}} = Q'_{\text{д}} - Q_{\text{воз}} = 634763,8 - 217775,8 = 416988$ ккал/ч.

4. Температура дымовых газов на выходе из рекуператора составляет

$$t''_{\text{д}} = \frac{Q''_{\text{д}}}{V_{\text{д}} C''_{\text{д}}} = \frac{416988}{10,6 \cdot 1,7 \cdot 121,3 \cdot 0,353} = 540,4 \text{ °С.}$$

Для расчета принята схема двойного перекрестного тока (рис. 17.6, б).

Определяем параметры R и P по формулам (17.9) и (17.10):

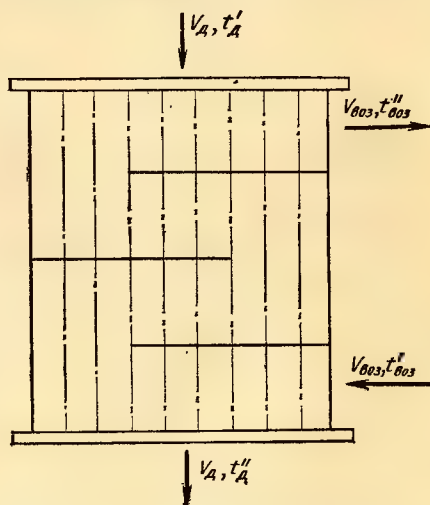


Рис. 17.14. Схема расчета конвективного трубчатого рекуператора

$$R = \frac{800 - 540,4}{425 - 5} = \frac{259,6}{420} = 0,618;$$

$$P = \frac{425 - 5}{800 - 5} = \frac{420}{795} = 0,528.$$

По рис. 17.6, б определяем поправочный коэффициент температурного напора: $\varepsilon_{\Delta t} \approx 1,0$.

Среднегеометрическую разность температур определяем по формуле (17.3) с учетом поправочного коэффициента:

$$\begin{aligned} \tau_{cp} &= \frac{(800 - 425) - (540 - 5)}{2,3 \lg (375/535,4)} = \\ &= \frac{375 - 535}{2,3 \lg 0,7} = \frac{160}{2,3 \cdot 1,846} = \\ &= 449,4^\circ \text{C}. \end{aligned}$$

Принимаем нормальную скорость воздуха и дымовых газов в рекуператоре равными $w_{\text{воз}} = 8 \text{ м/с}$, $W_{\text{д}} = 3,5 \text{ м/с}$.

5. Общее сечение каналов для прохода воздуха в рекуператоре:

$$f_{\text{воз}} = \frac{V_{\text{воз}}}{w_{\text{воз}} 3600} = \frac{1584,4}{8 \cdot 3600} = 0,055 \text{ м}^2.$$

6. Общее сечение каналов для прохода продуктов сгорания природного газа: $f_{\text{д}} = V_{\text{д}}/w_{\text{д}} 3600 = 2185,8/3,5 \cdot 3600 = 0,173 \text{ м}^2$.

Принимаем для рекуператора трубы диаметром 43×3 из хромистой стали 12×17 (ГОСТ 9941—72).

7. Поперечное сечение трубы в свету: $t_{\text{тр}} = d_{\text{воз}}^2 \cdot 0,785 = 0,785 \cdot 0,037^2 = 0,001 \text{ м}^2$.

8. Количество труб для прохода дымовых газов: $n = 0,173/0,001 = 173 \text{ шт}$.

9. Принимаем шахматное расположение труб — по ходу движения воздуха 14 рядов, в поперечном направлении 13 рядов. Определяем действительное количество труб: $n_{\text{ф}} = 13 \cdot 14 = 182 \text{ шт}$.

10. Действительная площадь для прохода дымовых газов: $f_{\text{д}}' = 0,001 \cdot 182 = 0,182 \text{ м}^2$.

11. Действительная, нормальная скорость дымовых газов: $w_{\text{д}}' = 2185,8/(0,182 \cdot 3600) = 3,33 \text{ м/с}$.

12. Шаг между трубами в направлении движения воздуха и поперек:

$$S_1 = S_2 = 1,5 \quad d = 1,5 \cdot 0,045 = 0,0675 \text{ м}.$$

13. Ширина воздушных каналов в наименьшем сечении 0,022 м. Высота каналов одного хода воздуха:

$$h_{\text{к}} = 0,055/0,022 \cdot 13 = 0,192 \text{ м} \approx 0,2 \text{ м}.$$

14. Средняя температура воздуха в рекуператоре: $t_{\text{воз}}^{\text{cp}} = (425 + 5)/2 = 215^\circ \text{C}$.

15. Физическая скорость воздуха в трубном пучке рекуператора:

$$\begin{aligned} w_{\text{д}}^0 &= w_{\text{воз}} \frac{(t_{\text{воз}}^{\text{cp}} + 273)}{273} = \\ &= 8 \frac{273 + 215}{272} = 14,3 \text{ м/с}. \end{aligned}$$

16. Коэффициент теплоотдачи при омывании воздухом шахматного пучка определяем по рис. 17.12: $\alpha_n = 77 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ \text{C})$; $C_{z_0} = 0,98$; $C_S = 1,0$; $C_{\text{ф}} = 0,95$; $\alpha = 77 \cdot 0,98 \cdot 0,95 \cdot 1,0 = 71,68 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ \text{C})$.

17. Средняя температура дымовых газов в рекуператоре:

$$t_{\text{д}}^{\text{cp}} = \frac{800 + 540,4}{2} = 670,2^\circ \text{C}.$$

18. Физическая скорость дыма в трубках рекуператора:

$$w_{\text{д}}^0 = 3,33 \frac{670,2 + 273}{273} = 11,5 \text{ м/с}.$$

19. Плотность дымовых газов:

$$\rho_{\text{д}}(t) = 1,31 \frac{273}{670,2 + 273} = 0,379 \text{ кг/м}^3.$$

20. Коэффициент теплоотдачи конвекцией от дымовых газов к стенкам труб определяем из выражения (17.16).

По данным рис. 17.10 $A = 3,1$. Тогда

$$\begin{aligned} \alpha &= \frac{3,1 (11,5 \cdot 0,379 \cdot 0,037)^{0,8}}{0,037} = \\ &= \frac{3,1 (0,161)^{0,8}}{0,037} = 83,78 (0,161)^{0,8} = \\ &= 83,78 \cdot 0,231 = 19,35 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ \text{C}). \end{aligned}$$

21. Коэффициент теплоотдачи излучением от дымовых газов к стенкам труб при содержании в продуктах сгорания 12 % H_2O , 7 % CO_2 равен: $P_{\text{возд}} S_{\text{эф}} = 0,07 \cdot 0,037 = 0,0026$; $P_{\text{H}_2\text{O}} S_{\text{эф}} = 0,12 \cdot 0,037 = 0,0044$.

22. Степень черноты газов определяем по данным рис. 17.9: $\varepsilon_{\text{CO}_2} = 0,02$; $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,014 \cdot 1,09 = 0,015$.

Коэффициент теплоотдачи излучением определяем по формуле (17.14) и рис. 17.7; учитывая, что $M = 120$: $\alpha = 120 (0,02 + 0,015) = 4,2 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ \text{C})$.

23. Суммарный коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к стенке трубы: $\alpha = 4,2 + 19,35 = 23,55 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ \text{C})$.

24. Коэффициент теплопередачи в рекуператоре определяем по формуле

$$\begin{aligned} K &= \frac{23,55 \cdot 71,68}{23,55 + 71,68} = \\ &= 17,72 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ \text{C}). \end{aligned}$$

25. Поверхность нагрева рекуператора определяем из выражения $Q_{\text{воз}} = \tau_{\text{cp}} F K$:

$$F = \frac{21775,8}{17,72 \cdot 449,4} = 27,34 \text{ м}^2.$$

26. Средний диаметр трубы: $d_{\text{cp}} = (3,7 + 4,5)/2 = 41 \text{ мм} = 0,041 \text{ м}$.

27. Длина труб:

$$L = \frac{F}{\pi d_{\text{cp}} n} = \frac{27,34}{3,14 \cdot 0,041 \cdot 182} = 1,167 \text{ м}.$$

1. Общие сведения [1—2]

Метод использования тепла, отнимаемого от охлаждаемых элементов металлургических печей, под названием «испарительное охлаждение» (ИО) разработан в Советском Союзе в 1946 г. С. М. Андоньевым и Г. Е. Крушелем.

Печи цветной металлургии, процессы в которых протекают при высоких температурах, имеют ряд узлов и элементов, требующих постоянного охлаждения для обеспечения их длительной работы. До недавнего времени элементы металлургических печей охлаждали технической проточной водой, что вызывало потерю тепла и необходимость прокачки большого количества воды через охлаждаемые элементы. Воду в зависимости от ее качества и вследствие выпадения солей жесткости нельзя нагревать выше 28—45 °С. Но и при более низком нагреве воды не исключается опасность прогаров охлаждаемых элементов печей вследствие отложения накипи. Кроме того, для охлаждения элементов, например, шлаковозгоночных печей расходуется до 1000 м³/ч технической воды, отводящей в среднем 10—12 Гкал/ч. тепла, поэтому важнейшим условием надежной работы печей является бесперебойное электроснабжение приводов насосов.

Сущность системы ИО металлургических печей состоит в использовании скрытой теплоты парообразования для отвода тепла от охлаждаемых элементов. Замена охлаждающей холодной воды кипящей позволяет значительно повысить коэффициент теплоотдачи, так как от охлаждаемой стенки она выше для кипящей воды, чем для некипящей. При испарении каждого литра воды от охлаждаемого элемента печи отнимается 0,5 Мкал (скрытая теплота парообразования при атмосферном давлении воды). Поскольку вода поступает в систему при температуре ~30 °С (при оборотной системе водоснабжения), в процессе нагрева ее до температуры кипения от нее отбирается еще 70 ккал/кг.

Расчеты показывают, что для отбора одинакового количества тепла от охлаждаемого элемента при ИО требуется воды в 60—100 раз меньше, чем при проточном охлаждении.

Циркуляция в системе ИО может быть естественной, обеспечиваемой разностью плотностей воды в опускной трубе и пароводяной эмульсии в подъемной трубе, либо принудительной, обеспечиваемой циркуляционным насосом.

Работа системы ИО с естественной циркуляцией. При системе ИО элементов печи с естественной циркуляцией (рис. 18.1, а) питательная химически очищенная вода подается в барабан-сепаратор, в котором автоматом питания поддерживается ее постоянный уровень, контролируемый с помощью водомерных стекол и сигнализаторов

предельного уровня (СПУ). Вода по опускным трубам, присоединенным к нижней точке барабана-сепаратора, поступает к охлаждающим элементам, в которых нагревается до кипения и в виде пароводяной смеси выходит в подъемные трубы контура циркуляции, по которым поступает в паровое пространство барабана.

Непрерывная циркуляция воды в рабочем состоянии печи обеспечивается разностью плотностей. Надежность охлаждения

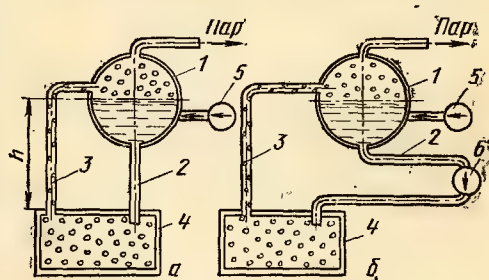


Рис. 18.1. Принципиальные схемы ИО металлургических печей с естественной (а) и принудительной (б) циркуляцией охлаждающей воды:

1 — барабан-сепаратор; 2 — опускная труба; 3 — подъемная труба; 4 — охлаждаемая деталь; 5 — питательный насос; 6 — циркуляционный насос

элементов металлургических печей определяется устойчивостью внешней циркуляции в пределах циркуляционного контура системы ИО, а также характером движения пароводяной смеси внутри элементов.

Внешняя циркуляция должна быть устойчивой. Под устойчивостью внешней циркуляции понимают постоянство циркуляционного расхода воды. Если расход воды достаточен, не меняется с течением времени, а также не меняется направление ее движения, то циркуляция считается устойчивой. Если имеются значительные колебания в расходе и направлении движения воды, то циркуляция неустойчива и система не может обеспечивать необходимое охлаждение элементов печи.

Устойчивость естественной циркуляции определяется точностью ее расчета, правильностью выбора контура циркуляции (конфигурации, диаметров труб), высотой расположения барабана-сепаратора, т. е. правильностью подсчета гидравлического сопротивления и располагаемого напора. Устойчивость циркуляции увеличивается с уменьшением длины подъемных труб и сокращением числа колен, увеличением высоты барабана-сепаратора над печью.

Стойкость и продолжительность работы охлаждаемых элементов печи значительно увеличиваются при правильной организации циркуляции воды внутри элементов, эффективности омывания их наиболее теплонапряженных участков.

Для правильного выбора циркуляции внутри элементов печей следует обеспечить равномерное питание котловой водой из барабана-сепаратора. Для этого нужно исключить пережимы и острые углы, увеличить объем полостей элементов, расширить применение вертикальных обогреваемых стенок, исключить образование паровых мешков.

Для обеспечения надежного охлаждения элементов печи необходимо поддерживать в них определенную кратность циркуляции, т. е. отношение циркуляционного расхода воды к паросъему. Величина минимально допустимой кратности циркуляции различна для разных элементов печей.

Отвод воды из барабана-сепаратора для питания системы следует организовать так, чтобы исключить опасность попадания в нее пара с водой. Для этого должна быть хорошо построена схема подвода пароводяной смеси из подъемных труб, исключающая удар струн в зеркало воды в барабане, а также установлены соответствующие паросепараторные устройства.

Большинство действующих систем ИО печей цветной металлургии работает на естественной циркуляции, которая наиболее надежна и экономична.

Работа систем ИО с принудительной циркуляцией. Системы ИО элементов металлургических печей с принудительной циркуляцией (см. рис. 18.1, б) в цветной металлургии применяют главным образом там, где имеется сложная конфигурация трубчатых охлаждаемых элементов (змеевики кессоны для теплоотъемы печей кипящего слоя и др.). Принудительную циркуляцию применяют также, если по условиям компоновки в цехе невозможно разместить барабан-сепаратор на требуемой для создания устойчивой естественной циркуляции высоте или когда необходимо обеспечить устойчивость циркуляционного расхода для агрегатов, работающих с переменным (циклическим) тепловым режимом, например для пыльников конвертеров.

Следует отметить, что в цветной металлургии применение принудительной циркуляции, несмотря на ее некоторую сложность и сниженную надежность, более перспективно, чем в черной, так как для отдельных процессов (конвертирования меди, никеля) требуется поддерживать в постоянном горячем состоянии охлаждаемые элементы печей во избежание сернистой коррозии. Принудительная циркуляция позволяет упростить всю систему, например, конвертерного цеха. Для этого необходимо установить в отдельном здании один барабан-сепаратор с группой циркуляционных насосов и трубопроводов, подающих воду в охлаждаемые элементы технологических агрегатов и отводящих пароводяную смесь.

Комплекс хозяйства системы ИО металлургического цеха и компоновка установок испарительного охлаждения. Для нормальной работы системы ИО металлургических печей должна быть подана химически очищенная вода и обеспечен отвод

полученного пара, поэтому в комплекс хозяйства системы ИО металлургического цеха входят:

а) собственно установки ИО металлургических печей, состоящие из охлаждаемых элементов или узлов печей; системы циркуляционных водоводов (опускных и подъемных труб), барабаны-сепараторов, подводящих водоводов химически очищенной воды, дренажных линий, арматуры, КИП; системы автоматики; устройства для перевода системы с режима ИО на охлаждение промышленной водой, а также (для систем с принудительной циркуляцией) циркуляционные насосы;

б) общецеховое хозяйство, состоящее из системы водоподготовки (химической водоочистки), а в случае получения химически очищенной воды от котельной или ТЭЦ — из деаэрационных установок с группой питательных насосов, а также из системы паропроводов для принятия пара от системы ИО и передачи его в общезаводскую сеть к потребителям;

в) строительные сооружения — галереи для размещения барабанов-сепараторов и площадок их обслуживания; несущие конструкции для закрепления циркуляционных трубопроводов, паропроводы и водопроводы химически очищенной воды; насосная станция питательной воды; помещения для КИП и систем автоматики, системы вентиляции, а также для ремонта системы ИО.

Вне металлургического цеха могут быть расположены установка химической водоочистки, питательная насосная станция, деаэрационная установка, бойлерная для принятия пара от систем ИО. В настоящее время все чаще совмещают химическую водоочистку, питательную насосную станцию и деаэрационные установки с химическими водоочистками заводских котельных или ТЭЦ. Это сокращает затраты на строительство, численность эксплуатационного персонала и обеспечивает квалифицированное руководство водоподготовкой для систем ИО металлургических цехов.

В отдельных случаях в металлургическом цехе или вне его может находиться выносной пароперегреватель, в котором получаемый в системе ИО насыщенный пар перегревается для подачи его на паровые турбины или другим ответственным потребителям, требующим по условиям технологии применения перегретого пара.

Большое разнообразие исходного сырья, получаемой продукции, технологических процессов, особенности конструкций цеховых помещений и размещения в них технологических агрегатов обуславливают индивидуальную компоновку установок ИО даже для однотипных печей цветной металлургии.

К основным элементам собственно системы ИО металлургических агрегатов относятся: охлаждаемые элементы печей; барабаны-сепараторы или циклоны-сепараторы, коммуникации по печи для питания химически очищенной водой, паропроводы для отвода пара, дренажные трубопроводы, трубы контура циркуляции (опускные и подъемные), предохранительные клапаны,

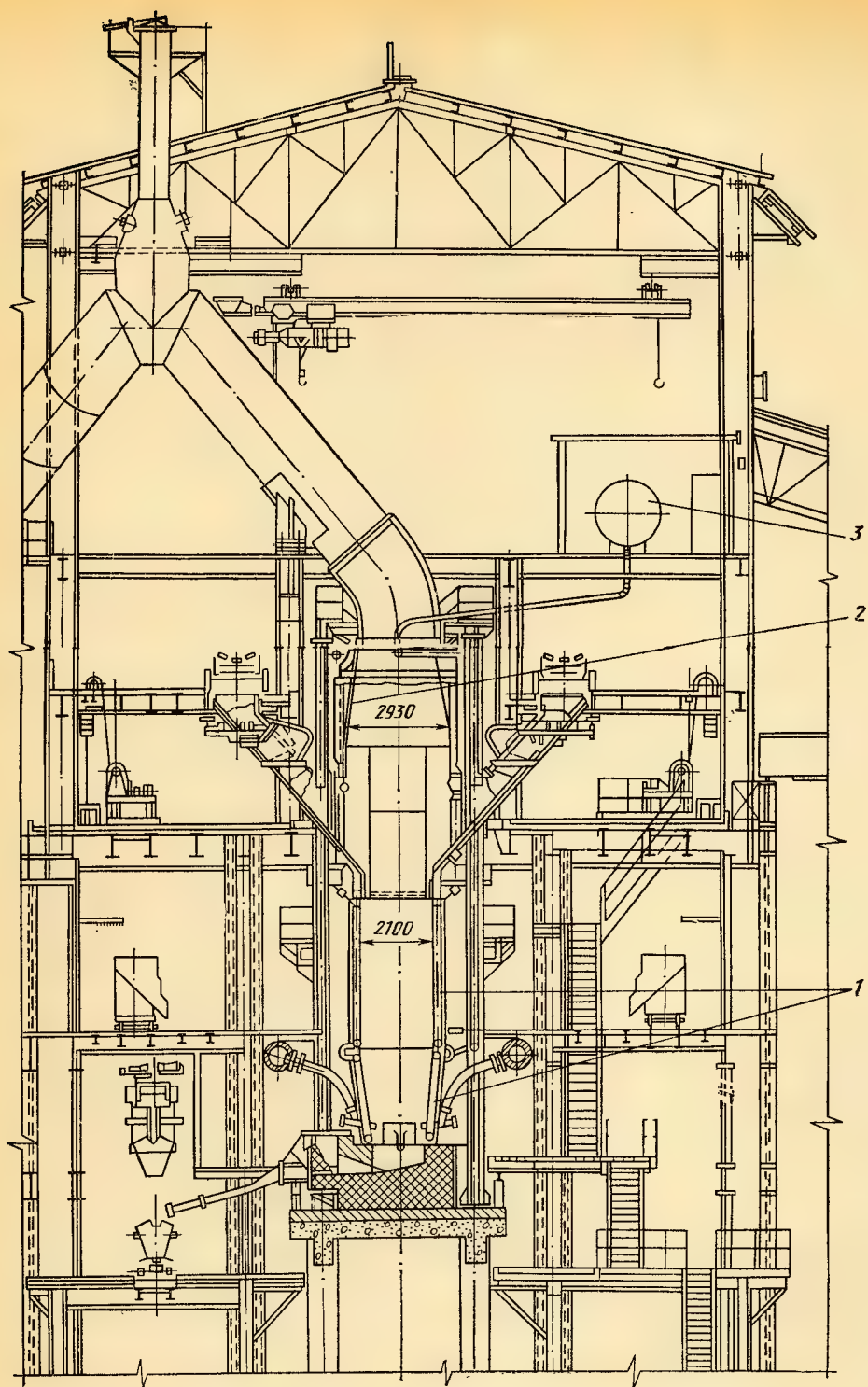


Рис. 18.2. Компоновка установки ИО шахтной печи:
 1 — кессоны шахты; 2 — кессоны шатра; 3 — барабан-сепаратор

автоматические регуляторы, КИП, приборы сигнализации, запорная арматура и площадки обслуживания коммуникаций и арматуры.

На рис. 18.2 показана компоновка установки ИО шахтной печи. В бункерном помещении плавильного цеха над шахтными печами расположен барабан-сепаратор, в который подается химически очищенная вода. Питательный трубопровод оборудован автоматом питания, поддерживающим постоянный уровень воды в барабане. К нижней части барабана присоединены опускающиеся трубы, по которым котловая вода подается к нижним коллекторам элементов охлаждения печи, работающих на испарительном охлаждении (кессоны шахты и шатра, газоотвод и др.).

К верхней части барабана подсоединены подъемные трубы от верхних частей элементов охлаждения, по которым поступает пароводяная эмульсия от элементов ИО. Из парового пространства барабана пар отводится в общецеховой сборный паропровод. К барабану присоединена вестовая труба для сброса избыточного давления пара через предохранительный клапан. Все места обслуживания в соответствии с требованиями техники безопасности по эксплуатации оборудованы лестницами и площадками обслуживания.

В помещении барабана размещен щит контрольно-измерительных приборов и средства автоматики.

На рис. 18.3 показана компоновка установки ИО медерафинировочной печи. Барабан-сепаратор размещен на специальной площадке, сооруженной выше подкрановых

путей печного пролета. На испарительном охлаждении работают кессонированные простенки печи, пятовые балки, кессоны вертикального газохода, поворотный шибер и кессоны горизонтального газохода. Как и в описанной выше компоновке элементов ИО шахтной печи, барабан связан с элементами ИО печи опускающимися трубами (для подачи котловой воды из барабана в нижние строения охлаждаемых элементов) и подъемами (для отвода пароводяной эмульсии в сепараторное устройство парового пространства барабана). Контрольно-измерительные приборы в этом случае размещены на площадке обслуживания печей. На всех других типах печей цветной металлургии компоновка элементов установки ИО примерно аналогична. Имеются различия, объясняемые условиями цеховых помещений и требованиями обеспечения устойчивой циркуляции в системе ИО, например иногда барабан приходится размещать в специальных галереях на крыше цеха.

Если установка ИО оснащена вместо барабана-сепаратора циклоном-сепаратором, то его размещают на колоннах цеха выше печи, на высоте, обеспечивающей устойчивую естественную циркуляцию воды.

Барабаны-сепараторы, как и барабаны в паровых котлах, предназначены для сепарации (отделения) пара и воды из пароводяной смеси, поступающей в барабан из подъемных труб от охлаждаемых элементов металлургических печей. Вода в барабане собирается внизу, а пар — над ее зеркалом в верхней части. Барабаны служат также запасной емкостью для питательной воды. Как правило, их рассчитывают на

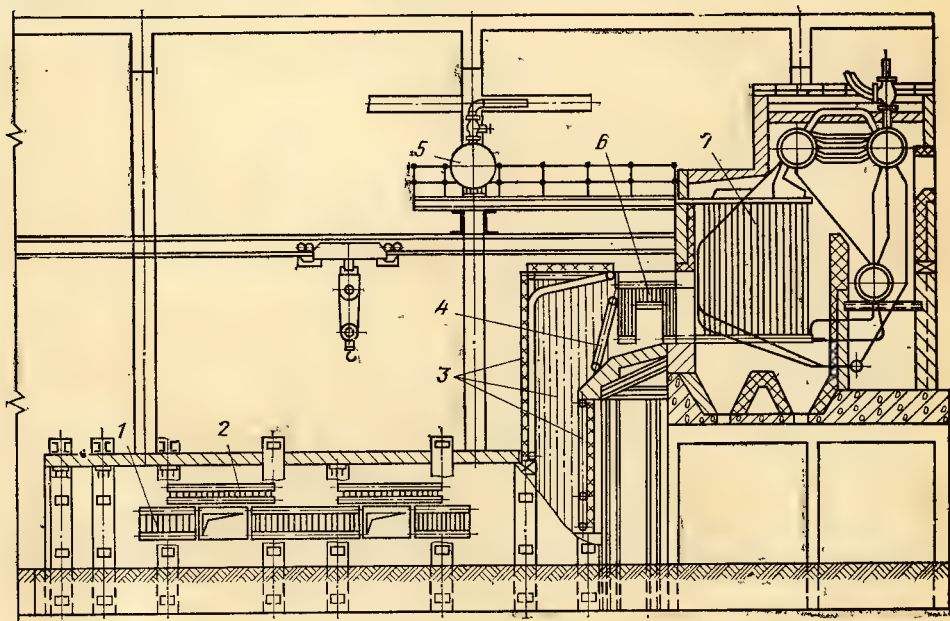


Рис. 18.3. Компоновка установки ИО медерафинировочной печи:

1 — кессонированный простенок печи; 2 — пятовая балка; 3 — кессоны вертикального газохода; 4 — поворотный шибер; 5 — барабан-сепаратор; 6 — кессоны горизонтального газохода; 7 — котел-утилизатор

40-мин запас воды для печи. За этот период можно устранить причину прекращения подачи питательной воды и восстановить нормальное водоснабжение или безаварийно остановить печь.

На установках ИО в цветной металлургии применяют барабаны-сепараторы цилиндрической формы (рис. 18.4).

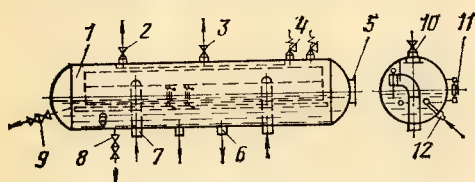


Рис. 18.4. Принципиальная схема барабана-сепаратора ИО металлургического агрегата:

1 — барабан-сепаратор; 2 — клапан для отвода пара; 3 — клапан для сброса пара в атмосферу; 4 — предохранительный клапан; 5 — лаз; 6 — опускная труба; 7 — подъемная труба; 8 — клапан для периодической продувки; 9 — клапан для непрерывной продувки; 10 — пароприемное устройство; 11 — водоуказательный прибор; 12 — подвод питательной воды

Днища барабанов делают чаще сферическими штампованными. Барабаны снабжают лазами для ревизии внутренней части при ремонтах.

В барабане имеется паросепарационное устройство, в котором поступающая от элементов ИО печи пароводяная эмульсия разделяется на котловую воду и насыщенный пар. К барабану подведена питательная труба, через которую с помощью автомата питания подается химически очищенная вода, а также присоединен трубопровод продувочной воды.

Циклоны-сепараторы как элементы установок ИО могут быть использованы в следующих случаях: при небольшой паропроизводительности установок; при стесненных условиях для размещения барабана-сепаратора; из-за трудности изготовления барабана-сепаратора в условиях местных производственных участков и невозможности заказа его на стороне; при сочетании циклонов-сепараторов с уравнительной емкостью, имеющей один узел питания для всей установки, что позволяет получить гибкую схему установки ИО. По этой схеме возможно отключение части элементов печи и перевод их на охлаждение технической водой.

Ниже рассмотрены конструкции элементов схемы и компоновки испарительного охлаждения некоторых печей, широко распространенных в цветной металлургии.

На ИО переводят кессоны шахты, шатер и газотвод шахтных печей. Для работы с ИО приняты кессоны, состоящие из вертикальных толстостенных труб, вваренных в коллекторы с зазором 2—4 мм. Экраны крепят к каркасу из листовой стали. Для снижения температуры наружной стенки каркаса до приемлемой (40 °С) относительно санитарно-технических требований между трубчатым кессоном и каркасом выложен слой легковесного шамота.

Определенные трудности возникли при разработке конструкций кессонов свинцовоплавильных печей, отвечающих технологическим требованиям и одновременно приспособленных для работы на ИО с давлением до 19 ат. На стенках кессонов этих печей в процессе работы могут образовываться настыли, которые периодически удаляют с помощью местных взрывов. Поэтому по требованиям технологии стенки кессонов, обращенные в печь, должны быть плоскими и гладкими. Одновременно при работе на ИО стенки кессонов должны выдерживать значительное внутреннее давление. Коробчатая конструкция кессонов, применявшаяся для работы с водяным проточным охлаждением, не отвечала этим требованиям, так как не выдерживала дав-

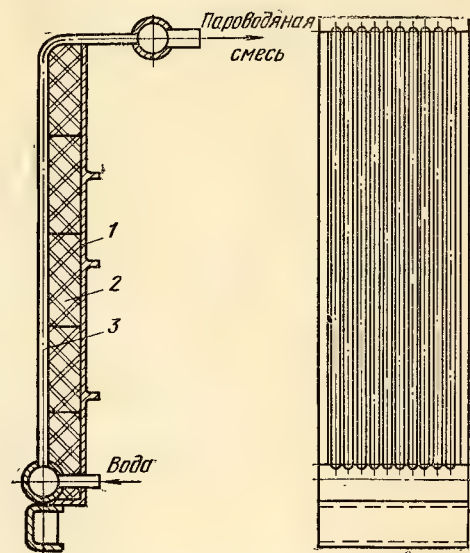


Рис. 18.5. Трубчатый кессон шахтной печи: 1 — несущий газоплотный каркас; 2 — термонзолия; 3 — трубчатый экран

ления. Поэтому была разработана новая конструкция кессона — полутрубная. Такой кессон состоит из толстостенной стальной плиты, к которой снаружи приварены с определенным расчетным шагом половинные трубы, образующие клапаны; по ним циркулирует вода или пароводяная смесь.

В настоящее время применяют более совершенные трубчатые кессоны (рис. 18.5). Кессон новой конструкции представляет собой панель из труб диаметром 108×12 мм, сваренных газоплотным швом. Снаружи кессон изолирован слоем шлаковаты. Концы труб патрубками соединены с двумя коллекторами. Так как стык между коробчатыми боковыми и торцовыми кессонами в углах печи очень трудно поддавался уплотнению — он создавал мертвую зону и был источником настылеобразования, был создан трубчатый кессон овальной формы, который объединяет торцовый и боковой кессоны.

При нарушении технологического процесса возможны случаи заливки шлаком дутьевых фурм, что влечет за собой прогар фурм и выход из строя всего кессона печи. Во избежание этого сконструированы фурменные кессоны малых размеров со своим контуром охлаждения, встроенные в кессонную часть печи. В случае прогара одного из кессонов его можно быстро заменить другим.

Кессоны колошника представляют собой газоплотные плоские панели из труб диаметром 57×6 и 108×8 мм с сваренными между ними вставками из листа; концы труб сварены в общие коллекторы. Поскольку нет места для прокладки труб, питающих водой кессоны, для этой цели использовали крайние трубы каждого кессона. Потолок колошника выполнен из плит жаропрочного чугуна.

В отличие от шахтных свинцовоплавильных печей для фьюминговых печей образование слоя гарнисажа на стенках кессонов, обращенных внутрь печи, бесполезно, так как в этом случае не только улучшается технологический процесс, но и уменьшаются непроизводительные потери тепла печью. Как показал опыт, для фьюминговой печи с ИО пригодны кессоны и трубчатой, и полутрубной конструкции. Кессоны трубчатой конструкции проще в изготовлении, поэтому их применяют более широко.

Для всех типов пламенных отражательных печей типовыми элементами, переводимыми на ИО, являются рамы завалочных окон, подпьютовые балки, кессонированные элементы боровов, шиберы. В последнее время к ним стали относить элементы защиты огнеупоров. Охлаждаемые водой элементы (рамы, пятовые балки, подъемные шиберы) отражательных печей обычно делали коробчатой конструкции, а медные кессоны — с залитыми внутри трубчатыми змеевиками. Для перехода на систему ИО были созданы принципиально новые конструкции охлаждаемых элементов.

Пятовая балка состоит из двух трубок-коллекторов, соединенных рядом штуцеров. Охлаждающая вода подводится по двум трубам, сваренным торцами в нижнюю трубу-коллектор. Пароводяная смесь отводится через трубу, сваренную в сере-

дину верхней трубы-коллектора пятовой балки. Оси коллекторов смещены на расстояние, необходимое для образования заданного угла наклона свода. Между коллекторами вмонтирована металлическая подкладка для выравнивания поверхности балки.

Подъемный водоохлаждаемый шибер заменен поворотным. Он представляет собой более сложную конструкцию узла ИО — панель из сваренных между собой труб, концы которых сварены в верхний и нижний коллекторы. Торцы верхнего коллектора, являющегося одновременно осью поворота шибера, используют для подачи охлаждающей воды и отвода пароводяной смеси. Часть кирпичного газохода между печью и котлом-утилизатором в месте установки шибера также заменена охлаждаемыми трубчатыми кессонами.

Установка кессонированного газохода и поворотного шибера позволила полнее использовать тепло отходящих газов и уменьшить попадание дымовых газов в цех. По-

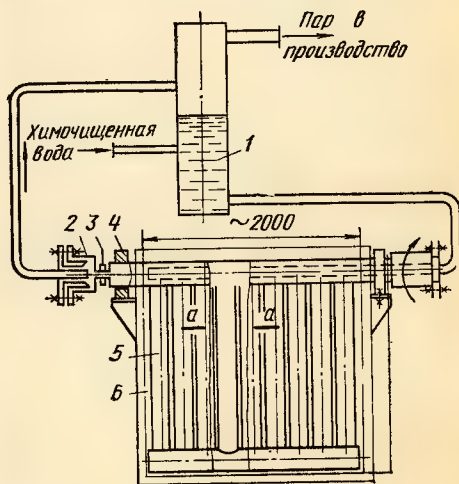


Рис. 18.6. Схема поворотного шибера с ИО в газоходе вайербарсовой печи:

1 — циклон-сепаратор; 2 — сальниковое уплотнение; 3 — подшипник; 4 — труба-ось поворота шибера; 5 — шибер; 6 — стенка газохода

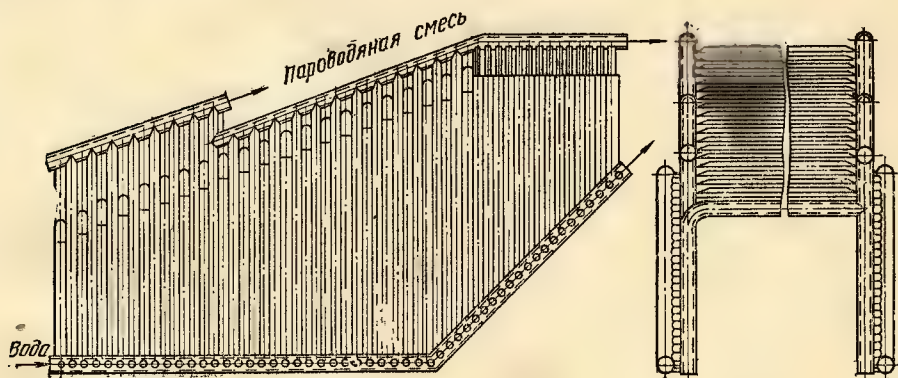


Рис. 18.7. Напыльник конвертера с ИО

воротный шибер, оборудованный системой ИО, дает возможность эффективно использовать не только тепло отходящих печных газов с выработкой 2 т/ч пара, но и лучше регулировать технологический процесс плавки и разливки металла. Схема поворотного шибера с ИО в газоходе вайербарсовой печи показана на рис. 18.6.

Однако в ходе внедрения системы ИО разработаны и применены новые конструкции подъемных шиберов с ИО. В зоне расположения подъемных шиберов также кессонированы участки газохода. Панели кессонов газохода изготовлены из труб диаметром 76×6 мм и встроены внутрь обмуровки газохода. В нижней части кессонов смонтированы бункера для сбора и периодического удаления осевшего в газоходе плавильного уноса.

Шибер новой конструкции представляет собой плоскую сварную панель типа «труба в трубе». В верхней части внутренние и внешние трубы объединены соответственно двумя раздающими и собирающими коллекторами. Коллекторы с коммуникациями системы охлаждения соединены металлическими гибкими рукавами.

На печах КС на ИО переводят кессоны отъема избыточного тепла от кипящего слоя и стойки отходящих газов.

Применяемые для отвода высокотемпературного конвертерного газа короба-напыльники, охлаждаемые воздухом, водой или неохлаждаемые, работают неудовлетворительно. Вследствие слабого теплоотъема неохлаждаемые и воздухоохлаждаемые напыльники прогорают и коробятся. Водохлаждаемые напыльники подвержены кислотной коррозии и, кроме того, для их охлаждения требуется большой расход технической воды.

Новая конструкция напыльника конвертера с ИО (рис. 18.7) дает возможность утилизировать значительную часть тепла конвертерных газов и получить насыщенный пар давлением 6—13 ат.

Новые конструкции напыльников конвертеров обеспечивают стабильность технологического процесса; возможность более полного использования конвертерных газов в сернокислотном производстве, поскольку повышается концентрация двуокиси серы в отходящих газах; утилизацию тепла газов в котле-утилизаторе; увеличение срока службы в 3—4 раза, так как исключаются кислотная коррозия стенок и прогары; естественную циркуляцию в системе охлаждения.

Особенно перспективно ИО для повышения стойкости огнеупорной кладки металлургических печей. Оно может быть применено для всех элементов пламенных печей, но в первую очередь его следует использовать для повышения стойкости простенок между завалочными окнами анодных, вайербаровых и плавильных печей предприятий Вторцветмета, охлаждения сводового кирпича отражательных и всех видов плавильных руднотермических печей, а также огнеупорной кладки шлакового пояса печей кислородно-взвешенной (КВП) или кислородно-факельной (КФП) плавки.

В цветной металлургии успешно эксплуатируются огнеупорные элементы анодных печей (простенки между завалочными окнами), защищенные системами ИО. Стойкость огнеупорного узла возросла в три раза. Применение ИО для защиты огнеупорной кладки перспективно, так как позволяет обеспечить фактически неограниченную относительно предела огнестойкости кирпича интенсификацию металлургического процесса, а главное — на этой основе подойти к созданию принципиально новых металлургических агрегатов.

Разработана конструкция кессонов для фьюминговой печи, рассчитанная на рабочее давление в барабане-сепараторе 44 ат. Конструкция кессонов представляет собой сварную мембрану-панель, которая образована гнутыми трубами, соединенными между собой перемычками из стального листа. Намечена разработка аналогичных кессонов для шахтных, отражательных и других печей. Разработаны установка ИО стояков печи КС на давление 40 ат, а также конструкция кессона шахтной печи, который, действуя в системе ИО, одновременно служит для подогрева дутьевого воздуха. Институтом «ВНИПИчерметэнергоочистка» разработана конструкция кессонов с уменьшенным теплоотъемом, рассчитанных на максимальное сохранение тепла в металлургическом агрегате (например, медерафинировочной печи) при хорошей стойкости ограждающей конструкции.

В настоящее время намечается тенденция к укрупнению охлаждаемых элементов печей.

2. Методика расчета [1—3]

Основное требование, которое выдвигается при расчете циркуляции воды в элементах установок ИО металлургических агрегатов, — поддержание температуры стенок труб элементов в пределах, допустимых с точки зрения надежности работы. Проблема надежности охлаждаемых рабочей средой поверхностей нагрева элементов установки ИО — одна из важных, так как от этого зависит работоспособность всего металлургического (энерготехнологического) агрегата.

При расчете циркуляции воды основными задачами являются выбор оптимальной компоновки отдельных элементов в контуры установки ИО и определение диаметров опускных и подъемных коммуникаций, которые обеспечивают циркуляционный расход воды, необходимый для надежного охлаждения элементов.

Существующие методики расчета циркуляции воды имеют существенный недостаток: сложность и длительность расчета не исключают ошибки субъективного характера, а также не позволяют провести серию расчетов на различные параметры работы установки.

Разработанная институтом «ВНИПИчерметэнергоочистка» (г. Харьков) программа расчета циркуляции воды в установках ИО

(«Расчет оптимальных параметров установок ИО металлургических агрегатов») на ЭВМ «Минск-22» позволяет избежать упомянутых выше недостатков и, кроме того, снизить металлоемкость подводящих и отводящих коммуникаций благодаря их оптимизации.

Постановка задачи расчета оптимальных параметров. Исходные данные, выбор циркуляционного расхода. Задача расчета установки ИО со сложными циркуляционными контурами сводится к следующему: считая известными (заданными) тепловую нагрузку, давление в барабане-сепараторе (циклоне), гидравлические и геометрические характеристики контуров, а также циркуляционные расходы, которые назначаются на основании критериев, обеспечивающих качественное охлаждение деталей, и необходимых условий устойчивого режима циркуляции, необходимо определить те оптимальные значения диаметров опускного и подъемного тракта, которые реализуют этот расход.

Оптимальными называются диаметры, минимизирующие металлоемкость коммуникаций опускного и подъемного тракта при условии обеспечения надежного охлаждения обогреваемых элементов. Одновременно решается задача о нахождении других оптимальных параметров, таких, как

вертикальный контур при удельном тепловом потоке q , тыс. ккал/(м²·ч):

>100	0,3
<100	0,1

Предельно допустимые объемные паросодержания на выходе из полых деталей:

деталь с горизонтальным каналом без верхнего обогрева	0,85
деталь с вертикальным кольцевым каналом	0,95
деталь любой конструкции с верхним обогревом при необогреваемом паросборнике	0,8

Определение циркуляционных расходов.

1. Трубчатые детали. По известной скорости циркуляции из условий надежности охлаждения расход определяют по формуле

$$G = 0,9\pi d_0^2 \rho' w_0, \quad (18.1)$$

где d_0 — внутренний диаметр охлаждаемой трубы, м; w_0 — скорость циркуляции, м/с.

2. Полые детали. Циркуляционный расход по известному значению расходного объемного паросодержания можно определить из приближенного равенства

$$G \approx \frac{Q_{\text{дет}} \left[1 - \beta \left(1 - \frac{\rho''}{\rho'} \right) \right]}{1000 \left\{ \left[1 - \beta \left(1 - \frac{\rho''}{\rho'} \right) \right] \Delta H + (r + \Delta H) \frac{\rho''}{\rho'} \beta \right\}}, \quad (18.2)$$

оптимальная скорость воды в опускном тракте, оптимальное соотношение между сечениями труб подъемного и опускного тракта.

Основными исходными данными для определения параметров коммуникаций являются: p_6 — давление в барабане-сепараторе (циклоне), кгс/см²; p_n — напор, создаваемый насосом (при работе установки с принудительной циркуляцией), кгс/см²; n — число идентичных деталей (контуров); G — циркуляционный расход воды, т/ч, $\Sigma \alpha$ — суммарное значение коэффициентов местных сопротивлений; l и h — соответственно длина и высота контура, м; Q — тепловая нагрузка, ккал/ч; α — угол наклона трубы, град.

Правильное решение поставленной задачи о нахождении оптимальных диаметров коммуникаций во многом зависит от выбора циркуляционного расхода, который должен обеспечить качественное охлаждение деталей.

Опыт эксплуатации установок ИО и исследования, проводимые на действующих установках, позволили выработать критерии надежности охлаждения, которые приводятся ниже:

Минимально допустимые скорости циркуляции в трубчатых деталях, м/с:

горизонтальный контур:	
верхний обогрев	0,8
нижний »	0,1

где $\Delta H = (1 + \theta)(H'_6 - H_0)$; $\Delta H = H'_d - H_6$; ρ''/ρ' и H_d определяют по давлению на выходе в деталь p_d , ат;

$$p_d \approx p_6 + 10^{-4} \eta \bar{p} h,$$

где $\eta = 0,75$ при наличии измерительной диафрагмы на опускной трубе и $\eta = 0,85$ при ее отсутствии; p_6 — давление в барабане-сепараторе (циклоне), ат.

Составление расчетной схемы. Подготовка исходных данных. Выбор и составление расчетной схемы проводят на основе предварительно принятой в процессе проектирования гидравлической схемы установки ИО металлургического агрегата.

Исходные данные располагают в виде 11 массивов. 1-й массив включает: H_6 — энтальпия воды в барабане установки с учетом недогрева, ккал/кг; τ , ρ — средние величины скрытой теплоты парообразования и плотности воды соответственно, ккал/кг и кг/м³; n_y — число участков в расчетной схеме; n_k — число контуров в схеме; $n_{оп}$ — число опускных коллекторов (признак 1); $n_{под}$ — число подъемных коллекторов (признак 2); $n_{\max}$ — максимальное число участков по замкнутому контуру.

Массивы 2—10 исходных данных записываются в бланк, который имеет следующий вид:

Номер участка схемы	n	G	$\Sigma \xi$	l	h	Q	d_0	α	Π

Как видно из приведенных выше данных, составление задания на расчет циркуляции на ЭВМ по программе института «ВНИИЧисметэнергоочистка» несложно, не требует больших затрат времени и высокой инженерной квалификации.

Результаты расчета. Результаты расчета на ЭВМ «Минск-22» печатаются на узкой бумажной ленте и выводятся на АЦПУ (широкую печать).

Результаты печатаются в следующем порядке по каждому участку: d — диаметр участка, м; p_k — давление в конце участка, ат; Δp — потеря давления на участках «постоянного диаметра», кгс/м²; X_k — массовое расходное паросодержание в конце участка; Φ_k — истинное объемное паросодержание в конце участка; w_k — скорость воды или пароводяной смеси в конце участка. Кроме того на широкой печати выводятся исходные данные: G , $\Sigma \xi$, l и Q .

Время расчета на ЭВМ в зависимости от степени сложности установки и количества контуров составляет 5—10 мин. Это дает возможность выполнить целую серию расчетов для одной установки на разные параметры: $Q_{\min}$, $Q_{\text{ср}}$, $Q_{\max}$, $p_{\text{б. мин}}$, $p_{\text{б. раб}}$.

Диаметры коммуникаций, рассчитанные по данному методу, позволяют сохранить заданное распределение циркуляционных расходов по контурам и, следовательно, выдержать заданные скорости циркуляции и паросодержания, что важно для обеспе-

чения качественного охлаждения деталей и устойчивого режима циркуляции в широком диапазоне давлений и тепловых нагрузок. При этом осуществляется минимизация металлоемкости коммуникаций установки.

Порядок заполнения бланка расчета следующий:

В 1-й столбец записывается номер участков расчетной схемы: 1, 2, 3, 4 и т. д.; во 2-й — количество идентичных труб (деталей) на данном участке; в 3-й — циркуляционный расход, приходящийся на всю группу идентичных труб (деталей) данного участка; в 4-й — суммарные значения коэффициента местных сопротивлений на данном участке; в 5-й — длина участка; в 6-й — высота участка; при этом записывается знак «плюс», если охлаждаемая среда движется вниз и знак «минус» при движении ее вверх; в 7-й — тепловая нагрузка, приходящаяся на всю группу данного участка; в 8-й — угол наклона трубы, на опускаемых и горизонтальных участках $\alpha=0$; в 9-й — нулевые приближения диаметров, которыми задаются (для участков с признаком 5 пишутся их значения); в 10-й — признаки участков: 1-й признак — опускной коллектор (общий или частичный); 2-й признак — подъемный коллектор (общий или частичный); 3-й признак — индивидуальная опускная труба; 4-й признак — индивидуальная подъемная труба; 5-й признак — участки с «постоянным диаметром» (т. е. те участки, которые определяются конструктивно, а не расчетом); в 11-й — последовательность номеров участков для каждого контура.

Тепловой расчет испарительного охлаждения. Ниже приведен расчет медерафинировочной печи для выплавки анодов; вертикальный газоход составляют панели, набранные из труб диаметром 57×3,5:

Величина	Формула или обозначение	Итог расчета
Исходные данные		
Расход топлива (бухарский газ), м ³ /ч	Задано	2200
Коэффициент избытка воздуха	»	1,25
Температура газов на входе, °C	»	1250
Поверхность нагрева газохода, м ²	Конструктивно	42,5
Давление пара в барабане, кгс/см ²	Задано	6,0
Сечение газохода, м ²	Конструктивно	2,0×2,3
Температура питательной воды, °C	Задано	100
Расчет		
Количество уходящих из печи газов, м ³ /ч	[3, табл. XII]	$V_T=29400$
		10,91
		9,73
Энтальпия газов на входе в газоход, ккал/м ³	[3, табл. XV], 1250 °C	6195
		5130
		4262
Температура газов на выходе из газохода, °C	Принимаем с последующим уточнением	930
Энтальпия газов на выходе из газохода, ккал/м ³	[3, табл. XV], 950 °C	4445
		3695
		3014

Потери тепла в окружающую среду, %	[3, п. 5—10]	2,5
Коэффициент сохранения тепла	$1-q_5$	0,975
Тепловосприятие газохода по уравнению теплового баланса, ккал	—	3760000
Запыленность уходящих газов, г/м ³	Задано	50
Объемная доля трехатомных газов	—	0,24
Суммарная поверхность стен газохода, м ²	Конструктивно	42,5
Объем газохода, м ³	По рис. 18.8	25,4
Эффективная толщина излучающего слоя, м	$F_{бок}b$	2,15
Суммарная сила поглощения трехатомными газами, м·кгс/см ²	$3,6(V_{газ}/F_{ст})$	0,515
Средняя температура газов в газоходе, °С	—	1090
Коэффициент ослабления лучей, м·кгс:		
трехатомными газами	[3, номограмма 3]	0,8
частицами уноса	[3, номограмма 4]	7,0
Оптическая толщина, м·кгс	—	0,62
Коэффициент загрязнения панелей, м ² ·ч·°С/ккал	[3, п. 7—36]	0,0015
Температура воды на линии насыщения, °С	Таблицы водяного пара	164
Средняя температура наружной стенки труб, °С	—	297
Коэффициент теплоотдачи излучением, ккал/(м ² ·ч·°С)	[3, номограмма 19]	215×0,47
Средняя скорость газов в газоходе, м/с	$V_r(1-\frac{v}{273})/3600F$	8,9
Коэффициент теплоотдачи конвекцией, ккал/(м ² ·ч·°С)	[3, номограмма 14]	9,6
Эквивалентный диаметр газохода, м	—	2,14
Суммарный коэффициент теплоотдачи, ккал/(м ² ·ч·°С)	—	110,6
Тепловосприятие панелей вертикального газохода, Мкал/ч	—	3800
Невязка, полученная в расчете, %*	—	—1,0

* Невязка, полученная в расчете, — в пределах допуска, следовательно, температура газов за газоходом равна 930 °С.

Для выполнения расчета циркуляции установки ИО вертикального газохода и выбора диаметров подъемных и опускных трубопроводов необходимо определить тепловые нагрузки на трубчатые панели газохода. Для определения тепловых нагрузок и паропроизводительности установки надо выполнить тепловой расчет по нормативному методу «Тепловой расчет котельных агрегатов».

Гидравлический расчет установки ИО. На рис. 18.8 приведена принципиальная гидравлическая схема установки ИО вер-

тикального кессонирования газохода медерафинировочной печи, трубчатые панели (кессоны) которого имеют общую поверхность нагрева 42,5 м². Из приведенных выше данных следует, что тепловосприятие кессонов газохода составляет 3760000 ккал/ч.

Для проведения расчета циркуляции необходимо установить тепловосприятие каждого кессона газохода (табл. 18.1). Для этого определяем удельный тепловой поток $q=Q/H=3760000/42,5=88,5$ Мкал/(м²·ч).

ТАБЛИЦА 18.1

ТЕПЛОВОСПРИЯТИЕ КЕССОНОВ УСТАНОВКИ ИО
ГАЗОХОДА МЕДЕРАФИНИРОВОЧНОЙ ПЕЧИ

Тип кессона	Число кессонов	Номер участка	Диаметр труб, мм	Число труб	Поверхность нагрева, м ²	Тепловосприятие, Мкал/ч
Передний	1	4	57×3,5	40	6,55	580
		5	57×3,5	40	5,0	440
		6	57×3,5	40	0,45	40
Боковой, тип I	2	13	57×3,5	2×23	2×7,6	1350
Боковой, тип II	2	17	57×3,5	2×14	2×3,4	600
Задний	1	21	89×4,5	2×6	2×0,5	90
		24	57×3,5	40	7,5	660

Для проведения расчета на основании гидравлической схемы (рис. 18.8) составляем расчетную схему циркуляции (рис. 18.9):

Давление пара в барабане, кгс/см ²	6
Температура питательной воды, °С	100
Энтальпия воды на линии насыщения (см. табл. 2.7), ккал/кг	165,7
Теплосъем с установки, ккал/ч	3760000
Продувка, %	10
Скрытая теплота парообразования, ккал/кг	494,2

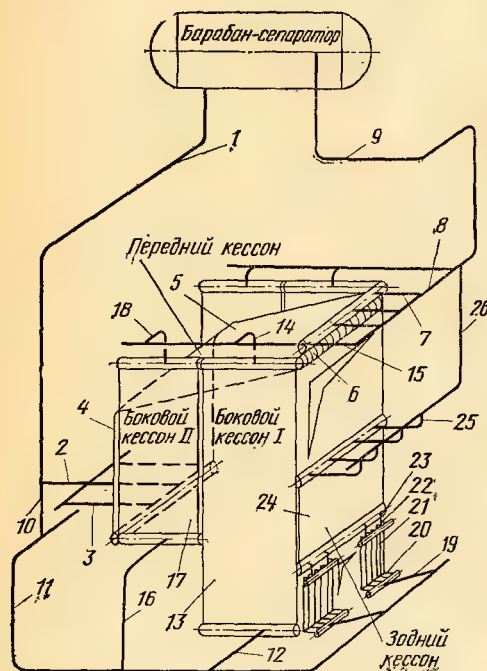


Рис. 18.8. Гидравлическая схема установки ИО кессонированного газохода:

1—26 — участки контура циркуляции

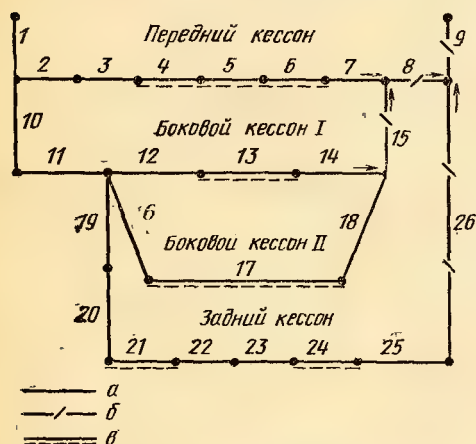


Рис. 18.9. Расчетная схема циркуляции в установке ИО на основе гидравлической схемы (см. рис. 18.8):

а — опускающийся коллектор; б — поднимающийся коллектор; в — обогреваемый элемент

Определяем:

1. Паросъем с установки:

$$D = \frac{Q}{(H' - H_{п.в}) 1,1 + r} = \frac{3760000}{(165,7 - 100) 1,1 + 494,2} = 6,6 \text{ т/ч},$$

где 1,1 — коэффициент, учитывающий потери тепла с продувочной водой.

2. Необходимое количество циркуляционной воды в установке. Для надежного охлаждения элементов газохода при удельном тепловом потоке $q = 88,5 \text{ Мкал}/(\text{м}^2 \times \text{ч}) < q = 1000 \text{ Мкал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$; достаточная скорость воды на входе в трубы кессонов 0,1 м/с. Для расчета принимаем скорость входа с запасом $w = 0,15 \text{ м/с}$. $G_{ц} = 0,9 \pi d_o^2 w_0 n$, где ρ — средняя плотность воды в установке с учетом давления и высоты контура; $\rho = 903 \text{ кг/м}^3$; d_o — внутренний диаметр обогреваемых труб, м; n — количество обогреваемых труб; $G_{ц} = 0,9 \pi 903 \cdot 0,5^2 \cdot 0,15 \cdot 154 = 146,0 \text{ т/ч}$.

3. Энтальпия котловой воды в барабане, ккал/кг: $H_6 = H' - \Delta H_6$, где ΔH_6 — недогрев воды в барабане, определяемый по формуле

$$\Delta H_6 = \frac{D (H' - H_{п.в}) 1,1}{G_{ц}};$$

$$\Delta H_6 = \frac{6,6 (165,7 - 100) 1,1}{146,0} = 3,3;$$

$$H_6 = 165,7 - 3,3 = 162,4$$

Общие исходные данные по установке для расчета на ЭВМ таковы:

Энтальпия воды в барабане H_6 , ккал/кг	162,4
Средняя величина скрытой теплоты парообразования по установке r , ккал/кг	491,5
Средняя плотность воды ρ , кг/м ³	903,0
Давление в барабане p_6 , кгс/см ²	7,0
Давление циркуляционного насоса p_n , кгс/м ²	0,0
Число участков n_y	26
Число контуров n_k	4
Число опускающих коллекторов $n_{оп}$	4
Число подъемных коллекторов $n_{под}$	4
Максимальное число участков по замкнутому контуру n_{max}	12

Исходные данные по каждому участку сводим в табл. 18.2. Результаты расчета оптимальных диаметров установок испарительного охлаждения показаны в табл. 18.3. Выбор рабочих диаметров коммуникаций установки ИО приведен в табл. 18.4.

ТАБЛИЦА 18.2

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ УЧАСТКОВ УСТАНОВКИ ИО
ГАЗОХОДА РАФИНИРОВОЧНОЙ ПЕЧИ

Номер участка	Наименование участка	Число труб на участке	Циркуляционный расход, т/ч	Сумма местных сопротивлений	Длина участка, м	Высота участка, м	Диаметр участка, м	Тепловосприимчивость участка, Мкал/ч	Угол наклона, град	Признак
1	Общий опускной коллектор установки	1	146	2,9	18,0	9,8	0,184	0	0	1
2	Опускной коллектор к переднему кессону	1	38	2,1	2,5	0,0	0,094	0	0	1
3	Опускная труба к переднему кессону	3	38	2,1	0,5	0,0	0,059	0	0	3
4	Обогреваемые трубы переднего кессона	40	38	1,2	3,0	-2,8	0,050	580	90	5
5	То же	40	38	0,15	2,3	-0,7	0,050	440	25	5
6	» »	40	38	2,2	0,4	-0,3	0,050	40	90	5
7	Подъемная труба переднего кессона	3	38	3,0	0,7	0,0	0,079	1600	0	4
8	Промежуточный подъемный коллектор	1	108	1,0	2,5	0,0	0,224	3010	0	2
9	Общий подъемный коллектор установки	1	146	6,0	12,5	-6,0	0,260	3760	90	2
10	Промежуточный опускной коллектор	1	108	2,1	1,0	1,0	0,159	0	0	1
11	Опускной коллектор к заднему и боковым кессонам	2	108	2,4	4,6	0,9	0,112	0	0	1
12	Опускная труба бокового кессона, тип I	2	43	2,1	0,5	0,0	0,077	0	0	3
13	Обогреваемые трубы бокового кессона, тип I	46	43	3,4	5,8	-5,4	0,050	1350	90	5
14	Подъемная труба бокового кессона, тип I	2	43	4,2	0,7	-0,3	0,103	1350	90	4
15	Коллектор боковых кессонов, типы I и II	2	70	1,2	1,3	0,0	0,127	1950	0	2
16	Опускная труба бокового кессона, тип II	2	26	3,3	1,7	-1,2	0,060	0	0	3
17	Обогреваемые трубы кессона, тип II	28	26	3,4	4,6	-4,2	0,050	600	90	5
18	Подъемная труба бокового кессона, тип II	2	26	4,2	0,7	-0,3	0,080	600	90	4
19	Опускная труба заднего кессона	2	38	2,1	1,6	0,0	0,072	0	0	3
20	Входные штуцера нижнего кессона	12	38	3,0	0,1	0,0	0,050	0	0	5
21	Обогреваемые трубы нижнего заднего кессона	12	38	0,0	0,5	-0,5	0,080	90	90	5
22	Выходные штуцера нижнего кессона	12	38	3,0	0,1	0,0	0,050	0	0	5
23	Перепускные трубы заднего кессона	4	38	5,4	0,3	-0,1	0,070	0	90	5
24	Обогреваемые трубы верхнего заднего кессона	40	38	3,1	3,8	-3,2	0,050	660	90	5
25	Подъемная труба заднего кессона	4	38	4,2	0,7	-0,1	0,069	660	90	4
26	Подъемный коллектор заднего кессона	1	38	3,2	3,6	-1,8	0,133	750	90	2

ТАБЛИЦА 18.3

**РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ОПТИМАЛЬНЫХ ДИАМЕТРОВ УСТАНОВКИ
ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ГАЗОХОДА РАФИНИРОВОЧНОЙ ПЕЧИ**

Номер участка	Диаметр участка, м	Давление, ат	Потери давления, кгс/м ²	Скорость, м/с	Расход, т/ч	Коэффициент сопротивления	Длина, м	Нагрузка, Мкал/ч
1	0,1589	7,762	0	2,26	146,00	2,9	18,0	0
2	0,0929	7,724	0	1,72	38,00	2,1	2,5	0
3	0,0657	7,710	0	1,15	38,00	2,1	0,5	0
4	0,0500	7,501	12	0,82	38,00	1,2	3,0	580
5	0,0500	7,471	19	1,65	38,00	0,2	2,3	440
6	0,0500	7,458	29	1,74	38,00	2,2	0,4	40
7	0,1020	7,419	0	5,63	38,00	3,0	0,7	1060
8	0,2272	7,370	0	9,84	108,00	1,0	2,5	3010
9	0,2670	6,984	0	10,01	146,00	6,0	12,5	3760
10	0,1919	7,839	0	1,15	108,00	2,1	1,0	0
11	0,1108	7,874	0	1,72	108,00	2,4	4,6	0
12	0,0747	7,850	0	1,53	43,50	2,1	0,5	0
13	0,0500	7,534	50	1,89	43,50	3,4	5,8	1350
14	0,1248	7,449	0	7,21	43,50	4,2	0,7	1350
15	0,1470	7,414	0	7,50	70,00	1,2	1,3	1950
16	0,0744	7,750	0	0,94	26,50	3,3	1,7	0
17	0,0500	7,475	32	1,34	26,50	3,4	4,6	600
18	0,1312	7,449	0	2,77	26,50	4,2	0,7	600
19	0,0701	7,845	0	1,51	38,00	2,1	1,6	0
20	0,0500	7,842	35	0,50	38,00	3,0	0,1	0
21	0,0800	7,797	0	0,19	38,00	0,0	0,5	90
22	0,0500	7,793	35	0,50	38,00	3,0	0,1	0
23	0,0700	7,770	146	0,76	38,00	5,4	0,3	0
24	0,0500	7,556	26	1,10	38,00	3,4	3,8	660
25	0,0847	7,518	0	3,35	38,00	4,2	0,7	660
26	0,1345	7,372	0	6,63	38,00	3,2	3,6	750

ТАБЛИЦА 18.4

**РАБОЧИЕ ДИАМЕТРЫ
КОММУНИКАЦИЙ УСТАНОВКИ ИО
В СООТВЕТСТВИИ С ГОСТ
НА ОСНОВАНИИ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТА
ЦИРКУЛЯЦИИ НА ЭВМ «МИНСК-22»**

Наименование контура	Номер участка	Внутренний диаметр по расчету, мм	Принятый диаметр трубопроводов по ГОСТ, мм
Контур переднего кессона:			
опускная труба . .	3	65,7	76×3,5
подъемная »	7	102,0	108×4
Контур бокового кессона, тип I:			
опускная труба . .	12	74,7	89×4,5
подъемная »	14	124,8	133×4
Контур бокового кессона, тип II:			
опускная труба . .	16	74,4	89×4,5
подъемная »	18	131,2	133×4

Продолжение табл. 18.4

Наименование контура	Номер участка	Внутренний диаметр по расчету, мм	Принятый диаметр трубопроводов по ГОСТ, мм
Контур заднего кессона:			
опускная труба . .	19	70,1	76×3,5
подъемная »	25	84,7	89×3,5
Общий опускной коллектор установки . .	1 10	158,9 191,9	159×4,5 219×6
Общий подъемный коллектор установки	8 9	227,2 267,0	219×6 273×8

Примечание. Настоящий расчет произведен по методике и программе «Выбор оптимальных диаметров установок — испарительного охлаждения металлургических агрегатов», разработанным институтом «ВНИПИчерметэнергоочистка» (г. Харьков).

1. Общие сведения

Огнеупорными называют материалы, изготовленные на основе минерального сырья и отличающиеся способностью сохранять без существенных нарушений функциональные свойства в разнообразных условиях службы при высоких температурах.

В промышленной практике огнеупоры используют для футеровки тепловых агрегатов, в которых обработка материалов связана с высокими температурами. Так как в цветной металлургии перерабатывается много разнообразных материалов, а следовательно, используется много видов тепловых агрегатов, которые существенно отличаются условиями службы (температура, газовая среда, состав шлаков и т. д.), необходимо применение разных видов огнеупорных материалов. К ним относятся алюмосиликатные (низко-, средне- и высокоглиноземистые), основные (магнезитовые, хромомagneзитовые, магнезитохромитовые, периклазошпинелидные и др.), динасовы, огнеупорные бетоны и набивные массы, спеченные металлургические порошки, мертели и др. В связи с интенсификацией металлургических процессов в настоящее время происходит существенное изменение в балансе потребляемых отраслью огнеупоров. Наряду с традиционными огнеупорными материалами все шире используются новые износостойчивые виды изделий, например карборундовые, корундовые, цирконсодержащие, огнеупоры из чистых окислов и др.

Большое значение отводится огнеупорам в области экономики топливно-энергетических ресурсов. Известно, что 20—25 % всего тепла, выделяемого при горении топлива, теряется через ограждение тепловых агрегатов. Поэтому для экономии топлива и снижения потерь тепла широко применяют различные огнеупорные и высокоогнеупорные теплоизоляционные материалы, называемые легковесными.

Классификация огнеупорных материалов. По принятой классификации [1], огнеупорные изделия подразделяют по следующим основным признакам: химико-минералогическому составу, огнеупорности, пористости, способу формирования, термической обработке, форме и размерам.

В зависимости от химико-минералогического состава все огнеупорные изделия делятся на одиннадцать основных типов: кремнеземистые, алюмосиликатные (низко-, средне- и высокоглиноземистые), магнезиальные, магнезиальноизвестковые, магнезиальношпинелидные, магнезиальносиликатные, углеродистые, карбидкремниевые, цирконистые, окисные (изделия на основе окислов) и неокислородные (кроме карбида кремния). Каждый тип включает несколько групп изделий, отличающихся по составу.

Огнеупорные материалы общего назначения подразделяют на следующие классы в зависимости от степени огнеупорности, °С:

огнеупорные 1580—1770; высокоогнеупорные 1770—2000; высшей огнеупорности >2000.

Изделия могут быть в зависимости от пористости, %:

С открытой пористостью

особоплотные	<3
высокоплотные	.3—10
плотные	.10—16
уплотненные	.16—20
среднепористые	.20—30
повышеннопористые	>30

С общей пористостью

легковесные	.45—85
ультралековесные	>85

По способу формирования изделия подразделяют на: а) пиленные из естественных горных пород или из плавящихся блоков; б) литые, изготовленные способом литья из жидкого шликера, пеношликера, газосшликера, термoplastического шликера и др. в гипсовые или иные формы; в) пластичного формирования, изготовленные из масс в пластичном состоянии; г) сухоформованные, неармированные или армированные из увлажненных или сухих, малопластичных или непластичных порошков, содержащих связующий материал, д) плавящиеся, литые из расплава путем электроплавки, термитной плавки и др.; е) термoplastичнопрессованные, изготовленные из масс с термoplastическими добавками; ж) горячепрессованные, изготовленные горячим прессованием нагретых до термoplastического состояния масс или заготовок.

В настоящее время большую часть огнеупорных изделий изготавливают путем прессования из полусухих и пластичных масс.

По характеру термической обработки изделия могут быть: а) безобжиговые, которые не обжигают перед установкой в кладку; б) обожженные, которые обжигают перед установкой в кладку; в) плавящиеся, подвергнутые отжигу после отливки.

По форме и размерам различают следующие изделия: а) прямые и клиновые нормальных размеров, малого и большого формата; б) фасонные: простые, сложные, особосложные, крупноблочные; в) специальные (тигли, трубы и т. д.).

Большая часть используемых в промышленности огнеупорных материалов представлена обжиговыми штучными изделиями.

Огнеупорные изделия различают также по назначению, например изделия для кладки отражательных печей цветной металлургии, изделия для футеровки конвертеров цветной металлургии и др. [2].

Свойства огнеупорных материалов. Пригодность различных видов огнеупорных материалов для службы в тех или иных условиях определяется совокупностью их

свойств. Важнейшие свойства, которыми должны обладать огнеупоры, можно подразделить на следующие группы: микроструктура, макроструктура (текстура), механическая прочность, термомеханические, теплофизические, термические, химические, электрофизические свойства, точность формы и размеров.

Под микроструктурой огнеупоров понимается природа кристаллических фаз, характер их строения, сочетание со стекловидной фазой и порами.

Макроструктура (текстура) количественно оценивает соотношение и взаимное распределение зерен вещества и пор. Макроструктура характеризуется пористостью, газопроницаемостью и удельной поверхностью.

Пористость огнеупоров подразделяется на общую (истинную), открытую (кажущуюся), закрытую, непроницаемую (тупиковые поры, «мешки», мертвое пространство и др.), проницаемую (эффективную), некапиллярную, капиллярную, канальную (>5 мкм), неканальную (<5 мкм) [3].

Газопроницаемость принято считать функцией среднего поперечника пор. Наибольшая газопроницаемость соответствует размеру пор 20—100 мкм. Так как проникновение, например, шлака в огнеупор зависит от размера пор, а определение размера пор — сложный и трудоемкий процесс, то показатель газопроницаемости используют при оценке шлакоустойчивости. В то же время зависимость между шлакоразъеданием и газопроницаемостью является не линейной и пока недостаточно выяснена.

Единицей газопроницаемости служит перм (Пм). В качестве практической единицы газопроницаемости принят наноперм (нПм), равный 10^{-9} Пм.

Прочностные свойства огнеупоров (механическая прочность) оцениваются величинами временной (кратковременной) прочности при сжатии, изгибе, кручении и растяжении. Широко используют лишь первые две оценки прочности.

Термомеханические свойства огнеупоров включают кратковременную прочность при высоких температурах, температуру начала деформации под нагрузкой 2 кгс/см^2 , пластическую деформацию (ползучесть) и длительную прочность в области температур службы (при пластической деформации).

К группе теплофизических свойств относятся теплопроводность, температуропроводность, термическое расширение, испаряемость.

Термические свойства включают огнеупорность, постоянство объема при высоких температурах, термическую стойкость и термическое старение.

Под химической стойкостью огнеупорных материалов понимается их способность противостоять растворяющему или разрушающему действию жидких, твердых или газообразных веществ. При этом, оценивая химическую стойкость, обычно рассматривают явления на границе огнеупор — расплав, процессы смачивания, растекания расплавов и их химического взаимодействия.

К электрофизическим свойствам огнеупоров относятся электропроводность, диэлектрическая проницаемость, диэлектрические потери, электрическая прочность. В практических условиях обычно определяют величину электропроводности, а другие характеристики оценивают лишь для специальных целей.

2. Динасовые огнеупоры

Динасом называется огнеупорный материал с содержанием $\geq 93\%$ SiO_2 , изготовленный из кварцевых пород на известковой или иной связке и обожженный при температуре, обеспечивающей полиморфное превращение в модификации более низкой плотности — тридимит и кристобалит. Химический состав динаса следующий, %: SiO_2 93—98,5; Al_2O_3 0,1—2,5; TiO_2 до 2,0; Fe_2O_3 0,2—2,5; CaO 0,2—3,0; MgO до 0,7; R_2O до 0,4 [4]. В непосредственной связи с химическим составом находится окраска динаса. Многочисленными исследованиями установлено, что окраску динаса нельзя считать признаком его качества. Огнеупорность качественного динаса, как правило, составляет 1700—1720 °C.

Колебания фаз в промышленном динасе существенны, %: кварц 0—50; кристобалит 10—80; тридимит 10—80; псевдоволластонит ($\alpha\text{-CaO}\cdot\text{SiO}_2$) 0—5; окислы железа 0—1,5; стекловидное вещество 5—20.

Открытая пористость динаса изменяется в широких пределах в зависимости от плотности изделий. У массовых огнеупоров она составляет 18—25 %, а у высокоплотных и плотных 8—12 %. Средний размер пор высокоплотного динаса 0,5 мкм, а обычного 18—20 мкм. Для динасовых огнеупоров установлено два максимума на кривой распределения пор [5]. Например, у мартеновских марок динаса 1—4 и 20 мкм. Кажущаяся плотность изделий изменяется от $0,45 \text{ г/см}^3$ у легковесных до $2,18 \text{ г/см}^3$ у плотных. У массовых изделий она составляет $1,80\text{—}1,94 \text{ г/см}^3$.

Коэффициент газопроницаемости динаса находится в пределах 1—2,5 нПм, а предел прочности при сжатии при обычной температуре 300—620 кгс/см². При нагревании прочность динаса уменьшается, при этом наиболее существенно выше 1000 °C.

Температура начала деформации динасовых огнеупоров на 10—20 °C ниже температуры плавления тридимита и составляет 1640—1660 °C.

Средний температурный коэффициент линейного расширения заметно колеблется и находится в пределах:

$$\begin{aligned} \alpha_{20-200} &= (29,3 \div 33,4) \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}; & \alpha_{20-300} &= \\ &= (26,8 \div 36,6) \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}; & \alpha_{20-700} &= \\ &= (16,9 \div 19,7) \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}. \end{aligned}$$

Теплопроводность динаса относительно небольшая и повышается с увеличением температуры. Коэффициент теплопроводности мартеновского динаса и электродинаса при 200—1400 °C составляет от 1,1—1,25 до 1,65—1,95 ккал/(м·ч·°C).

Термостойкость динасовых огнеупоров

крайне низкая и не превышает 1—2 теплосмен (1300 °С, вода).

Динас — кислый огнеупор, поэтому его интенсивно разрушают основные окислы и шлаки. Динасовые огнеупоры могут разрушаться окисью углерода вследствие отложения в порах сажистого углерода. Активные катализаторы этой реакции — металлические железо, кобальт, никель, хром. Разрушающее действие на огнеупор оказывают также метан (при 900 °С) и водород (при >975 °С).

Динас хорошо противостоит кислым шлакам, действию хлора (при 1000 °С), этилена (до 800 °С), парам и расплавам кадмия, цинка, олова. Медью динас не корродируется, вольфрам взаимодействует с кремнеземом при 1600 °С, а молибден при 1500 °С.

Железо и многие нежелезистые расплавленные металлы не смачивают кремнезем и динасом обычно не впитываются. При действии железа на кремнезем в восстановительных условиях силикатный расплав не образуется, в то время как в окислительных условиях наблюдается образование расплава с низкой вязкостью и кремнезем интенсивно растворяется.

Большое значение на стойкость динаса при службе оказывает его взаимодействие с другими огнеупорными изделиями. При 1500 °С динас взаимодействует с магнетитовыми и шамотными огнеупорами. При 1600 °С это взаимодействие усиливается, а при 1650 °С наблюдается их полное взаимное разрушение. В этих же условиях контакт динаса с хромомагнетитовыми и высокоглиноземистыми огнеупорами не приводит к их разрушению.

При необходимости создания между динасом и огнеупором, который может с ним взаимодействовать, нейтральной прослойки, могут быть успешно использованы мертель из хромита или хромитового кирпича, а также высокоглиноземистые огнеупоры.

Динасохромитом называют динас с добавкой хромитовой руды, введение которой резко повышает шлакоустойчивость изделий. Примерный химический состав динасохромота следующий, %: SiO_2 83,06; Al_2O_3 2,56; Fe_2O_3 1,25; FeO 1,02; Cr_2O_3 7,8; CaO 1,1; MgO 1,9.

Свойства изделий: открытая пористость 17,5 %; кажущаяся плотность 2,07 г/см³; плотность 2,53 г/см³; предел прочности при сжатии 380 кгс/см²; огнеупорность 1690 °С; температура начала деформации под нагрузкой 2 кгс/см² 1580—1630 °С; газопроницаемость 5 нПм; теплопроводность 1,60 ккал/(м·ч·°С).

Динасоциркон представляет собой кислый огнеупор, состоящий из смеси циркона ($\text{ZrO}_2 \cdot \text{SiO}_2$) и кварцевого стекла. Примерный химический состав его следующий, %: SiO_2 50,4; ZrO_2 48,2; Al_2O_3 0,9; TiO_2 0,2; Fe_2O_3 0,3.

Свойства изделий: плотность 3,69 г/см³; кажущаяся плотность 2,80 г/см³; открытая пористость 24,1 %; предел прочности при сжатии 630 кгс/см²; температура деформации под нагрузкой 2 кгс/см² в начале 1730 °С, в конце 1780 °С; термическое рас-

ширение в интервале 20—1000 °С 0,65 %; усадка при 1600 °С (4 ч) 0,2 %; теплопроводность 1,60—1,65 ккал/(м·ч·°С).

Динасоциркон обладает высокой термической стойкостью, уступая лишь кварцевому стеклу и карборунду.

Динасокарборунд представляет собой огнеупорный материал, полученный из кварцита и карборунда SiC .

Химический состав динасокарборунда следующий, %: SiO_2 73,0; SiC 22,0; CaO 5,0. Свойства изделий практически не отличаются от свойств динасовых огнеупоров. В то же время расширение их при высоких температурах примерно в 2 раза меньше, чем у динаса. Кроме того, для динасокарборунда характерны высокая термическая стойкость (20 теплосмен при 600 °С — воздух + 15 теплосмен при 600 °С — вода), низкая истираемость и повышенная шлакоустойчивость.

Динасокордиерит — это динасовый огнеупор с добавкой кордиерита $2\text{MgO} \cdot 2\text{Al}_2\text{O}_3 \cdot 5\text{SiO}_2$.

Кордиерит плавится при 1460 °С с разложением. Поэтому образующаяся жидкая фаза компенсирует объемные изменения диоксида кремния. Динасокордиерит имеет меньшую по сравнению с динасом огнеупорность (1610 °С), однако отличается от него высокой термостойкостью (16 теплосмен) [6]. Такая высокая термостойкость достигается тем, что кордиеритовая связка в изделиях, как и кварцевое стекло, имеет исключительно низкий температурный коэффициент линейного расширения, равный $0,53 \cdot 10^{-6}$ °С⁻¹.

К числу других разновидностей динаса относятся маложелезистый и безобжиговый динас, а также изделия, полученные с применением коллоидного кремнезема и кварцевого стекла.

3. Алюмосиликатные огнеупоры

Алюмосиликатные огнеупоры — полукислые, шамотные, каолиновые и высокоглиноземистые характеризуются последовательным изменением соотношения окислов Al_2O_3 и SiO_2 , которые в их составе являются основными. Содержание Al_2O_3 в алюмосиликатных огнеупорах изменяется в широких пределах. Изменению химического состава алюмосиликатных огнеупоров соответствует изменение их фазового состава, что предопределяет различие и в физико-керамических свойствах.

Полукислые, каолиновые и шамотные огнеупоры. Шамотными называют огнеупорные изделия с содержанием 28—46 % Al_2O_3 , изготовленные путем обжига сырца, сформованного из смеси огнеупорных глин или каолинов и шамота (шамот — обожженная до спекания глина).

К полукислым относятся огнеупорные изделия с содержанием <28 % Al_2O_3 и >65 % SiO_2 , изготовленные путем обжига сырца, сформованного из огнеупорных глин или каолинов, отощенных обычно шамотом из полукислых глин или каолинов, а также

кварцевым песком, молотым кварцитом или кварцевым перлитом.

В зависимости от исходного сырья различают шамотнокаолиновые огнеупоры, которые изготавливают с применением каолина, и обычные шамотные огнеупоры, изготавливаемые из одних огнеупорных глин.

Полукислые изделия в зависимости от исходного сырья делят на кварцекаолиновые, изготавливаемые из первичных, естественно отощенных примесью кварца каолинов с добавкой или без добавки огнеупорной глины в качестве связки, и на кварцеглинистые, получаемые из полукислых или основных огнеупорных глин, с добавкой или без добавки шамота, кварцевого песка, молотого кварцита и др.

По количеству шамота в массе различают бесшамотные и малошамотные изделия, когда количество шамота в массе не превышает 20—30 %, шамотные 40—65 % шамота и многошамотные — более 80 % шамота.

Шамотные огнеупоры — наиболее массовые огнеупорные изделия; они широко выпускаются отечественной промышленностью. Так как шамотные изделия готовят самого различного вида и назначения, то они могут существенно отличаться по свойствам. Состав шамотных огнеупоров следующий, %: SiO_2 55,9—65,1; $\text{Al}_2\text{O}_3 + \text{TiO}_2$ 31,0+40,3; Fe_2O_3 0,8—3,05.

Ниже приведены наиболее типичные значения свойств шамотных огнеупоров:

Огнеупорность, °C	1670-1740
Открытая пористость, %	16,5-33,5
Кажущаяся плотность, г/см ³	1,78-1,99
Газопроницаемость, нПм	0,3-10,8
Предел прочности при сжатии, кгс/см ²	125—360

Температура деформации под нагрузкой 2 кгс/см ² , °C:	
начало разрушения	1180-1430
4 % сжатия	1300-1510
40 % сжатия	1460-1700

Дополнительная усадка (2 ч), %:	
при 1350 °C	0,1-0,6
» 1400 °C	0,3-0,8

Термостойкость теплосмен:	
850 °C, вода	9-25
1300 °C, вода	6-25

Температура появления пластической деформации, °C	700-900
Предел прочности при скручивании при 20 °C, кгс/см ²	26-100
Средний температурный коэффициент линейного расширения при 20-1200 °C, 10 ⁶ °C ⁻¹	5,2-6,2
Теплопроводность при 760-790 °C, ккал/(м·ч·°C)	0,68-1,10

Положительная особенность полукислых огнеупоров — уменьшение объемных изменений в обжиге и достаточное постоянство объема изделий при работе в результате расширения кварца, которое компенсирует усадку спекающейся глины. Достаточно высокая температура начальных стадий де-

формации и постоянство объема являются теми отличительными свойствами полукислых изделий, которые определяют в ряде случаев их более эффективное применение по сравнению с шамотными огнеупорами низших классов. Состав полукислых огнеупоров, %: SiO_2 67,1—71,5; $\text{Al}_2\text{O}_3 + \text{TiO}_2$ 17,2—31,0; Fe_2O_3 0,87—2,50.

Ниже приведены значения некоторых свойств промышленных полукислых изделий:

Огнеупорность, °C	1580-1690
Открытая пористость, %	17,8-31,2
Кажущаяся плотность, г/см ³	1,81-1,97
Газопроницаемость, нПм	0,2-0,7
Предел прочности при сжатии, кгс/см ²	125-320

Температура деформации под нагрузкой 2 кгс/см ² , °C:	
начало разрушения	1150-1380
4 % сжатия	1230-1490
40 % сжатия	1380-1600

Дополнительная усадка (2 ч), %:	
при 1300 °C	0,3-2,1
» 1400 °C	0,1-0,2

Термостойкость, теплосмен	
1300 °C — вода	12-25
Температура появления пластической деформации, °C	700-900
Средний температурный коэффициент линейного расширения при 20-1200 °C, 10 ⁶ °C ⁻¹	4,7-6,5
Теплопроводность при 700-800 °C, ккал/(м·ч·°C)	0,75-0,94

Отмученные и качественные каолины в отличие от осадочных глин характеризуются, как правило, низким содержанием флюсующих окислов. Поэтому количество образующегося при высоких температурах расплава в каолине оказывается меньше, чем в глинах. В соответствии с чистотой исходного сырья возрастает и шлакоустойчивость каолиновых огнеупоров. Например, растворимость их в основных шлаках уменьшается по сравнению с обычными шамотными огнеупорами примерно в 1,3 раза и более.

Ниже приведены некоторые свойства промышленных каолиновых огнеупоров ($\text{Al}_2\text{O}_3 + \text{TiO}_2$ 38,9—40,4 %; Fe_2O_3 0,8—1,5 %):

Огнеупорность, °C	1730—1750
Открытая пористость, %	16,7—27,0
Кажущаяся плотность, г/см ³	1,94—2,19
Предел прочности при сжатии, кгс/см ²	350—560
Температура начала деформации под нагрузкой 2 кгс/см ² , °C	1400—1450
Термостойкость, теплосмен	
850 °C — вода	15—25
и более	

Дополнительная усадка (2 ч), %:	
при 1400 °C	0,1—0,4
» 1450 °C	0,0—0,4

Высокоглиноземистыми являются огнеупорные изделия, содержание Al_2O_3 в которых составляет $\geq 45\%$. По химическому и фазовому составу изделия подразделяются на четыре класса: 1) муллитокремнеземистые $45\text{--}62\%$ Al_2O_3 ; 2) муллитовые $62\text{--}72\%$ Al_2O_3 ; 3) муллитокорундовые $72\text{--}90\%$ Al_2O_3 ; 4) корундовые $>90\%$ Al_2O_3 .

Из диаграммы состояния системы $\text{Al}_2\text{O}_3\text{--SiO}_2$ следует, что с повышением содержания Al_2O_3 при температуре выше 1585°C увеличивается количество твердой фазы муллита или корунда и соответственно уменьшается содержание жидкой фазы. По мере приближения состава изделий к составу муллита $3\text{Al}_2\text{O}_3 \cdot 2\text{SiO}_2$ ($71,8\%$ $\text{Al}_2\text{O}_3 + 28,2\%$ SiO_2) количество жидкой фазы еще более снижается, а при содержании в изделиях $>72\%$ Al_2O_3 жидкая фаза может появиться только лишь при 1850°C . При этом основными твердыми фазами являются муллит, корунд и их твердые растворы.

В соответствии с изменениями химического и фазового составов высокоглиноземистых огнеупоров находятся термические свойства — огнеупорность и температура начала деформации под нагрузкой, величина которых повышается при увеличении содержания в изделиях муллита и корунда. Огнеупорность высокоглиноземистых изделий, содержащих $4\text{--}5\%$ примесей, находится в следующих пределах: муллитокремнеземистых $1750\text{--}1820$; муллитовых $1780\text{--}1850$; муллитокорундовых $1800\text{--}1950$; корундовых $1900\text{--}2000^\circ\text{C}$. Расхождения в значениях огнеупорности для изделий с одинаковым содержанием окиси алюминия могут зависеть от содержания примесей и некоторого отличия их фазового состава. Следует отметить, что различие между величиной огнеупорности у высокоглиноземистых изделий и температурой ликвидуса в системе $\text{Al}_2\text{O}_3\text{--SiO}_2$ для соответствующих по отношению $\text{Al}_2\text{O}_3 : \text{SiO}_2$ составов не превышает $50\text{--}80^\circ\text{C}$.

У высокоглиноземистых огнеупоров, как и у шамотных изделий, наблюдается плавная температурная кривая деформации и значительный интервал размягчения, который составляет обычно $150\text{--}200^\circ\text{C}$. Однако в некоторых случаях корундовые огнеупоры обнаруживают быстрое разрушение в очень узком температурном интервале, что подобно разрушению диасовых и магнезиальных огнеупоров.

По мере увеличения содержания окиси алюминия в огнеупорах обычно наблюдается повышение их механических и упругих свойств — предела прочности при сжатии, растяжении и изгибе, значения модуля упругости и сдвига. Одновременно расширяется область температур, при которых материалы сохраняют высокие значения этих свойств. В общем случае у промышленных высокоглиноземистых изделий предел прочности при сжатии в зависимости от содержания окиси алюминия составляет $200\text{--}1300\text{ кгс/см}^2$.

Термическое расширение высокоглиноземистых огнеупоров характеризуется от-

сутствием полиморфных превращений. В области муллитокремнеземистых составов различия в содержании Al_2O_3 мало влияют на величину температурного коэффициента линейного расширения. По мере появления и повышения содержания корунда в изделиях температурные коэффициенты линейного расширения последовательно растут во всех температурных интервалах и составляют: при 60% Al_2O_3 — $5,17 \cdot 10^{-6}$, 72% — $5,36 \cdot 10^{-6}$, 80% — $6,82 \cdot 10^{-6}$, 90% — $7,35 \cdot 10^{-6}$, 95% — $7,70 \cdot 10^{-6}^\circ\text{C}^{-1}$.

Теплопроводность высокоглиноземистых огнеупоров повышается по мере увеличения в них содержания Al_2O_3 . Для изделий муллитового и корундового составов характерно снижение теплопроводности с ростом температуры. Для высокоглиноземистых огнеупоров коэффициент теплопроводности изменяется при открытой пористости 10% от $1,34\text{--}1,60$ при 600°C до $1,20\text{--}1,36$ ккал/(м·ч·°C) при 1400°C и при открытой пористости 20% от $1,26\text{--}1,50$ при 200°C до $1,07\text{--}1,25$ ккал/(м·ч·°C) при 1400°C .

В общем случае промышленные высокоглиноземистые огнеупоры имеют коэффициент теплопроводности в пределах $1,2\text{--}3,0$ ккал/(м·ч·°C) при температуре до 1200°C .

Теплоемкость высокоглиноземистых огнеупоров мало изменяется и близка к теплоемкости шамотных огнеупоров. Например, удельная теплоемкость шамота при 20°C составляет $\sim 0,20$ кал/(г·°C), а средняя удельная теплоемкость корунда при $100\text{--}700^\circ\text{C}$ равна $0,206\text{--}0,250$ кал/(г·°C).

Термическая стойкость высокоглиноземистых огнеупоров изменяется в широких пределах. Однако наибольшей термостойкостью характеризуются изделия муллитокорундового состава с содержанием $76\text{--}80\%$ Al_2O_3 .

Высокоглиноземистые изделия — существенно более стойкие по отношению к шлакам и агрессивным расплавам, чем шамотные огнеупоры. При этом внутри группы высокоглиноземистых огнеупоров химическая стойкость повышается при увеличении содержания в изделиях окиси алюминия, так как корунд обладает большей стойкостью, чем муллит в условиях службы, например, потому, что последний может распадаться при высоких температурах в присутствии щелочных, щелочно-земельных и других окислов на корунд и кремнеземистый расплав.

Ввиду амфотерного характера Al_2O_3 высокоглиноземистые огнеупоры, включая и корундовые, характеризуются меньшей стойкостью к основным шлакам по сравнению с магнезиальными огнеупорами. Например, наблюдается их невысокая стойкость по отношению к реагентам плавки системы $\text{CaO--Al}_2\text{O}_3\text{--FeO--SiO}_2$. При этом повышение температуры воздействия основных шлаков снижает положительный эффект высокого содержания Al_2O_3 в изделиях на их шлакоустойчивость.

При действии расплавов кислого характера повышение содержания Al_2O_3 в изделиях обычно дает больший относительный

эффект повышения химической стойкости, чем при действии основных расплавов.

Корундовые огнеупоры отличаются повышенной стойкостью к расплавленным металлам, что позволяет широко использовать их для плавки многих чистых металлов, в том числе Al, Cr, Mn, Sn, Fe, Co, Pd, Pt, Cu, Ag, Au и др. [7, 8].

Отмечается достаточно высокая стойкость корундовых огнеупоров до температуры 1700—1800 °C по отношению к действию восстановителей — окислам углерода, углероду, углеродороду и водороду. Корундовые огнеупоры устойчивы по отношению к действию HF до 1400 °C, а также действию фосфора, серы, мышьяка, их соединений и сплавов до 1000 °C.

4. Основные огнеупоры

Для огнеупорных изделий этого типа характерно обязательное наличие окиси магния, содержание которой может изменяться от 25 до 100 %. Второй компонент химического состава изделий — или окись кальция (10—70 %), или окись хрома (5—25 %), или окись алюминия (15—70 %). Так как по составу эти огнеупоры являются химически основными, то они условно объединяются под общим названием «основные огнеупоры».

В состав основных входит несколько типов огнеупоров: магнезиальные, магнезиальноизвестковые, магнезиальношпинелидные и магнезиальносиликатные.

Магнезиальные огнеупоры выпускаются отечественной промышленностью преимущественно в виде изделий нормальных размеров. Основной слагающий минерал этих изделий — периклаз MgO . В состав магнезиальных входят магнезитовые (периклазовые) с содержанием ≥ 90 % MgO и магнезитовые (периклазовые) на различных связках изделия с содержанием ≥ 80 % MgO .

По химическому составу магнезиальные огнеупоры достаточно постоянны, и содержание в них различных окислов изменяется незначительно. Например, содержание MgO составляет 90,0—95,5 %, CaO 0,5—2,2 %, SiO_2 1,5—3,6 [9]. Изменение содержания MgO в термостойких изделиях связано с введением в их состав различных количеств Al_2O_3 .

По фазовому составу, магнезиальные огнеупоры представлены в основном периклазом, содержание которого находится в пределах 82—95 %. Кроме того, в изделиях присутствует до 1,0 % магнезиоферрита $MgO \cdot Fe_2O_3$, до 1,0 % форстерита $2MgO \cdot SiO_2$, до 2,0 % магнезиальноглиноземистой шпинели $MgO \cdot Al_2O_3$ и до 5,0 % монтчеллита $CaO \cdot MgO \cdot SiO_2$.

Следует учитывать, что состав связки изделий в значительной степени определяет их свойства. Например, увеличение содержания монтчеллита в связке приводит к снижению огнеупорности.

Открытая пористость магнезитовых огнеупоров колеблется в широких пределах — от 4—10 до 25—30 %. Закрытая пористость составляет 1—6 %. Размеры пор промыш-

ленных видов огнеупоров достаточно велики.

На кривой распределения пористости у магнезитовых изделий наблюдаются три максимума, которые соответствуют порам с размерами 20—30 мкм, около 0,3 мкм и 30—60 А. При этом в рассматриваемых огнеупорах только ~5,0 % пор являются эффективными для движения жидкости или расплава.

Газопроницаемость массовых магнезитовых огнеупоров составляет 1—3 нПм, а высокоплотных магнезитовых изделий 0,07—0,5 нПм.

Прочность при сжатии колеблется в широких пределах, при этом наиболее прочными являются высокоплотные и особоплотные огнеупоры. Предел прочности огнеупоров при сжатии составляет, кгс/см²: массовых 360—550; плотных и высокоплотных 520—2300; особоплотных 1800—2800; термостойких 400—980; из электроплавяного магнезита 420—1100.

Прочность изделий значительно увеличивается при термическом старении. Например, в результате нагрева при 1350 °C (300 ч) она повышается примерно на 20 %, а при 1500 °C (100 ч) на 80 %.

Температура деформации магнезитовых изделий зависит от их химического и фазового составов, а также пористости. Поэтому наибольшей величиной температуры деформации под нагрузкой характеризуются плотные и особо плотные огнеупоры. У массовых изделий температура начала деформации и деформации под нагрузкой 2 кгс/см² составляет 1460—1560 и 1540—1600 °C, у плотных 1540—1670 и 1620—1800 °C, у высокоплотных и особоплотных 1720—1750 и 1800 °C, а у термостойких 1590—1680 и 1650—1720 °C соответственно.

Температурный коэффициент линейного расширения магнезитовых огнеупоров при 1800—1100 °C имеет практически линейную зависимость. Абсолютное его значение составляет $1,2—1,5 \cdot 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$. При температурах выше 1100 °C величина температурного коэффициента линейного расширения возрастает, а при более высоких температурах снижается.

Величина термического расширения массовых магнезитовых изделий существенна и достигает при 1300 °C 1,85—1,95 %, а у термостойких изделий 1,55—1,60 %.

Магнезитовые огнеупоры имеют наиболее высокую среди основных изделий теплопроводность. Коэффициент теплопроводности массовых изделий с открытой пористостью 10 % при 500 и 1700 °C составляет 9,15—10,0 и 1,0—1,70, а у изделий с открытой пористостью 20 % 8,15—9,0 и 0,9—1,5 ккал/(м · ч · °C) соответственно.

Электросопротивление магнезитовых огнеупоров с повышением температуры уменьшается и составляет при 700 °C примерно $2,3 \cdot 10^7$, при 900 °C $1,7 \cdot 10^8$, при 1200 °C $9,9 \cdot 10^8$ и при 1450 °C $1,0 \cdot 10^9 \text{ Ом} \cdot \text{X}$ X см.

Массовые магнезитовые изделия имеют термическую стойкость, которая не превышает одну теплотому 1300 °C — вода или

одиннадцать теплосмен 850°C — воздух. Поэтому при практическом использовании магнезитовых огнеупоров рекомендуется невысокая скорость их разогрева — около $7,5^{\circ}\text{C}/\text{мин}$.

Высокоплотные магнезитовые изделия имеют термостойкость до 16, а термостойкие — свыше 25 теплосмен 850°C — воздух.

Изделия на шпинельной связке характеризуются термостойкостью до 25—27 теплосмен 850°C — вода или до 7—13 теплосмен 1300°C — вода.

Магнезитовые огнеупоры устойчивы при взаимодействии со многими компонентами. Шлакоустойчивость их наиболее высокая среди основных огнеупоров и даже выше, чем у хромомagneзита, например, к воздействию окислов железа. Однако в условиях одновременного воздействия шлака и термического удара магнезитовые огнеупоры изнашиваются в большей степени.

Магнезитовые огнеупоры достаточно устойчивы к железисто-силикатным расплавам, однако наличие в их составе окиси кальция снижает стойкость и увеличивает коррозию. Магнезитовые огнеупоры устойчивы к воздействию многих щелочных окислов, но стойкость их недостаточна по отношению к алюминию при 1600°C и выше, а также кремнию, хрому и титану, которые являются сильными восстановителями.

В кладке тепловых агрегатов магнезитовые огнеупоры могут находиться в контакте с изделиями другого вида. Наиболее сильно они взаимодействуют с диносом, причем взаимодействие отмечается уже при 1500°C . При 1600°C оба изделия разрушаются и в месте контакта образуется расплав.

Достаточно интенсивно магнезитовые огнеупоры взаимодействуют с шамотными и высокоглиноземистыми изделиями. При контакте с шамотом слабое взаимодействие происходит при 1400°C , при 1500°C наблюдается уже некоторое разрушение изделий в месте контакта, а при 1600°C оба изделия разрушаются. При взаимодействии с высокоглиноземистыми огнеупорами (70 % Al_2O_3) слабое взаимодействие начинается при 1600°C , при 1650°C — частично, а при 1700°C — полное разрушение изделий. При контакте с форстеритовыми огнеупорами изделия разрушаются при 1700°C , а при 1600 — 1650°C взаимодействия между ними не отмечается.

Наиболее устойчивы магнезитовые изделия в контакте с хромитовыми и хромомagneзитовыми огнеупорами. С первым слабое взаимодействие наблюдается при 1650 — 1700°C , а со вторыми в этих условиях взаимодействия нет.

Магнезитовые металлургические порошки, выпускаемые промышленностью, различаются по химическому и зерновому составам.

Содержание окиси магния в порошках существенно колеблется (86,5—91,5 %) и повышается при уменьшении содержания в них крупных зерен. Содержание приме-

сей находится в следующих пределах, %: CaO 1,64—5,0; SiO_2 2,7—4,1; R_2O_3 2,6—4,1. По зерновому составу порошки выпускаются с верхней крупностью зерен от 1,0 до $>10,0$ мм. Это обеспечивает широкие возможности их применения.

Основной высокоогнеупорный компонент магнезитовых порошков — периклаз. Силикаты представлены монтичеллитом CaMgSiO_4 и ферстеритом Mg_2SiO_4 , а при повышенном содержании CaO — белитом Ca_2SiO_4 и мервинитом $\text{Ca}_3\text{Mg}(\text{SiO}_4)_2$.

В зависимости от состава и количества связки находится цвет зерен металлургических порошков. Монтичеллит и мервинит, содержание которых в связке достигает 12—15 %, окрашивают зерна порошка в светло-коричневый и желтый цвет. Связка, состоящая из ферстерита, монтичеллита и мервинита в количестве до 12 %, окрашивает зерна в коричневый и темно-коричневый цвет, а связка из одного ферстерита придает зернам серую окраску.

Следует учитывать, что при повышенном содержании в магнезитовых порошках окиси кальция она может присутствовать частично в свободном виде, т.е. может гидратироваться при хранении. Однако абсолютные величины гидратации незначительны, что обуславливает возможность достаточно длительных сроков хранения порошков без существенного снижения их качества.

К магнезиальноизвестковым изделиям относятся магнезито-доломитовые (периклазо-известковые), доломитовые (известково-периклазовые), доломитовые стабилизированные (периклазоалитовые) и известковые. Некоторые из этих огнеупоров до установки их в футеровку того или иного теплового агрегата могут быть предварительно термообработаны.

Основные составляющие окислы магнезиальноизвестковых изделий — окислы магния (32,6—92,7) и кальция (1,5—54,7 %). Стойкость изделий в службе определяется соотношением этих окислов. В группе магнезиальноизвестковых огнеупоров содержание окислов магния и кальция у отдельных видов изделий примерно следующее, %: у смолодоломитовых 32,6—38,4 и 50,6—54,7; смоломагнезито-доломитовых 50,9—79,7 и 15,6—39,1; смоломагнезитовых 86,0—92,7 и 1,5—4,5; доломитовых стабилизированных 30,1—49,2 и 33,8—47,5; магнезито-доломитовых стабилизированных 53,9—71,2 и 17,6—30,6; доломитовых со свободной известью 39,7—41,6 и 52,3—53,8 соответственно.

Наиболее вредная примесь в этой группе изделий — двуокись кремния, которая способствует образованию существенного количества расплава в процессе службы огнеупоров при высоких температурах.

В соответствии с химическим составом главными фазами, слагающими магнезиально-известковые огнеупоры, являются периклаз MgO , свободная окись кальция CaO (у нестабилизированных изделий), алит Ca_2SiO_4 , белит Ca_2SiO_4 , а также браунмиллерит $\text{Ca}_4\text{Al}_2\text{FeO}_{10}$ и трехкальциевый алюминат $\text{Ca}_3\text{Al}_2\text{O}_6$.

Содержание периклаза зависит от типа изделий и колеблется от 45—70 % в магнезиальнодоломитовых до 25—38 % в доломитовых огнеупорах. Количество трехкальциевого силиката в доломитсодержащих смолосвязанных огнеупорах находится в пределах 4—11 %, а содержание форстерита и монтичеллита в смоломagneзитовых изделиях составляет 12—13 %.

Доломитовые и магнезитодоломитовые стабилизированные огнеупоры характеризуются отсутствием в их составе свободной окиси кальция. Они содержат 86—88 % периклаза, двух- и трехкальциевого силикатов, а также небольшое количество неогнеупорных фаз, например браунмиллерита.

При содержании свободной окиси кальция магнезиальноизвестковые огнеупоры имеют одно отрицательное свойство — способность к гидратации. Гидратация вызывает вспучивание и растрескивание изделий, т.е. снижение их физико-керамических свойств. С целью снижения гидратации огнеупоров считается целесообразным хранение их в холодильных установках при температуре ниже 0 °С. Срок хранения смолосвязанных магнезиальноизвестковых огнеупоров допускается в сухом помещении не более 2 сут летом и не более 3 сут зимой. Смоломagneзитодоломитовые огнеупоры содержат значительно меньше окиси кальция, и поэтому их способность к гидратации существенно ниже. Срок хранения их может достигать 18 сут. Смоломagneзитовые изделия с содержанием СаО 6,5—8,4 % могут храниться до 2 мес без изменения пористости и прочности, а изделия с содержанием до 4 % СаО 4—6 мес.

Пористость магнезиальноизвестковых массовых огнеупоров невысокая и составляет 1,0—15,0 %. После коксующего обжига она несколько увеличивается. В соответствии с низкими пористостью и малым размером пор газопроницаемость этих огнеупоров низкая и колеблется у смолосвязанных нетермообработанных изделий от 0,004 до 0,09—0,35 нПм.

Предел прочности при сжатии даже у одного типа изделий существенно изменяется в связи с многообразием применяемых углеродистых связок и технологических приемов производства и составляет 150—1770 кгс/см². Однако в одинаковых условиях прочность смолодоломитовых огнеупоров минимальная (150—400 кгс/см²).

Температура деформации под нагрузкой магнезиальноизвестковых огнеупоров также изменяется в широких пределах. Начало разрушения при нагрузке 2 кгс/см² наблюдается при 1410—1760 °С, а конец — при 1460—1820 °С и выше. У смолосвязанных огнеупоров температура деформации под нагрузкой повышается при переходе от доломитовых к магнезитодоломитовым и магнезитовым огнеупорам. Температура начала деформации смоломagneзитовых огнеупоров после коксующего обжига весьма высока (1760—1800 °С), и она значительно выше, чем у обычных и плотных магнезитовых (1510—1570 и 1670 °С), а

также периклазошпинелидных изделий (1580—1670 °С).

Температурный коэффициент линейного расширения смолосвязанных огнеупоров практически такой же, как у обожженных изделий соответствующего состава. Температурный коэффициент линейного расширения смоломagneзитовых изделий в интервале 20—1400 °С составляет $1,43 \cdot 10^{-5}$, а у доломитовых изделий со свободной известью в интервале 20—1300 °С $1,5 \times 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$.

Коэффициент теплопроводности скоксированных смоломagneзитовых изделий при температуре на горячей поверхности 400 и 600 °С составляет соответственно 5,6 и 6,5 ккал/(м·ч·°С). Обжиг смолосвязанных изделий приводит к снижению коэффициента теплопроводности. Например, смоломagneзитовые изделия после обжига при 1200 °С имеют коэффициент теплопроводности в вакууме при температуре горячей поверхности 1020, 1200 и 1525 °С соответственно 3,62; 3,27 и 3,0 ккал/(м·ч·°С).

Термическая стойкость магнезиальноизвестковых изделий невысокая и углеродистая связка повышает ее. Например, смоломagneзитовый кирпич нормальных размеров успешно выдерживает 20 воздушных теплосмен от 1300 °С, тогда как обычный магнезитовый кирпич — не более трех теплосмен. Доломитовый кирпич со свободной известью так же, как и магнезитовый, обладает низкой термостойкостью — три воздушные теплосмены от 1300 °С.

При службе магнезиальноизвестковых изделий недопустим их контакт с диносовыми, корундовыми и алюмосиликатными огнеупорами. В месте контакта с ними изделия разрушаются при относительно низких температурах (1420—1560 °С).

При 1600 °С доломит значительно взаимодействует с хромомагнезитовым кирпичом (22 % Cr_2O_3), несколько меньше с карборундовым и магнезитохромитовым, содержащим 6 % Cr_2O_3 , и совершенно не взаимодействует с магнезитовым кирпичом. Поэтому в футеровке печей контакт магнезиальноизвестковых огнеупоров с хромсодержащими нежелателен, так как окись кальция из доломита образует с окисью хрома легкоплавкую эвтектику.

Спеченные доломитовые порошки. Промышленность выпускает различные по химическому составу спеченные порошки, используемые для ремонта и заправки печей. Например, химический состав порошков марки ДОК-32,5 и ДОМ-32,5 следующий, %: MgO 32,6—41,7; СаО 50,8—59,9; SiO₂ 0,7—7,0; R₂O₃ 1,8—5,1.

В порошках для ремонта и заправки печей содержится повышенное количество примесей и содержание примесных окислов повышается с уменьшением крупности зерен обожженного доломита. Содержание примесей в порошках существенно определяет их стойкость. Например, увеличение содержания примесей от 2,5 до 4,5 % снижает стойкость более чем на 20 %.

Спеченный доломит благодаря наличию свободной окиси кальция склонен к гидра-

тации. Гидратация зернистого доломита составляет 0,1—0,45 % после 30 сут хранения и 0,4—1,2 % после 60 сут. Гидратация дробленого доломита существенно выше — 0,4—1,0 и 0,8—2,6 % соответственно.

Зерновой состав доломитовых порошков, как и магнезитовых, оказывает существенное влияние на их стойкость как заправочных материалов. По зерновому составу доломитовые порошки подразделяются на крупные и мелкие независимо от их химического состава и выпускаются с верхней крупностью зерен 2,0—20,0 мм.

Основные высокоогнеупорные компоненты доломитовых порошков — свободная окись кальция (25—40 % в стильских и до 60 % в криворожских доломитах) и периклаз (25—38 %). Минералогический состав порошков имеет также большое значение для его стойкости в службе.

Магнезиальношпинелидный тип огнеупоров входит в класс основных и занимает особое место, обладая рядом специфических свойств. Основное количество огнеупоров магнезиальношпинелидного типа готовят в виде изделий двух групп — магнезитохромитовых (>60 % MgO и 5—18 % Cr₂O₃) и хромомagneзитовых (40—60 % MgO и 15—30 % Cr₂O₃). Эти изделия изготовляют главным образом в виде сводовых огнеупоров и изделий нормальных размеров.

Кроме указанных, в состав магнезиальношпинелидных входят хромитовые (<40 % MgO и >25 % Cr₂O₃), периклазошпинелидные (40—80 % MgO и 15—55 % Al₂O₃) и шпинельные (25—40 % MgO и 55—70 % Al₂O₃) огнеупоры.

Химической характеристикой магнезиальношпинелидных огнеупоров (кроме шпинельных) является содержание в них определяющих химических компонентов — MgO и Cr₂O₃. Окись магния оказывает наиболее существенное влияние на стойкость этих огнеупоров в службе. Основные вредные примеси — CaO и SiO₂. С окисью магния последние образуют монтичеллит, температура плавления которого составляет 1498°C. В результате этого снижаются основные свойства изделий — огнеупорность, температура деформации и др.

Преимущественный состав магнезиальношпинелидных огнеупоров следующий, %:

	MgO	Cr ₂ O ₃	SiO ₂	Al ₂ O ₃	CaO
Магнезитохромитовые	60—77,3	8,1—18,3	3,0—6,8	6,8—7,8	0,5—3,1
Хромомagneзитовые	42,6—77,7	16,7—31,8	3,9—6,8	9,5—14,5	0,9—2,8
Периклазошпинелидные	68,5—79,9	8,2—15,0	3,1—4,5	4,5—5,5	2,4—2,5
Хромитовые	15,7—23,4	25,4—38,0	5,4—6,7	15,0—18,5	1,1—1,9
Магнезитошпинельные	73,7—82,2	1,7—3,5	2,2—3,0	8,8—15,4	1,5—2,0

В соответствии с химическим составом основными огнеупорными фазами магнезиальношпинелидных огнеупоров являются периклаз (45—85 %) и хромшпинелид (8—

45 %), при этом в магнезитошпинельных изделиях содержится 70—75 % периклаза и 15—20 % алюмомagneзиальной шпинели, а в хромитовых 85—90 % хромшпинелида.

Магнезиальношпинелидные огнеупоры обладают в основном открытой пористостью, величина которой значительно колеблется у различных групп изделий и составляет 10,0—24,0 %. Кажущаяся плотность изделий составляет, г/см³: магнезитохромитовых 2,92—3,25; хромомagneзитовых 3,02—3,06; периклазошпинелидных 2,87—3,20; хромитовых 2,81—3,30; магнезитошпинелидных 3,02—3,15.

Размер пор массовых магнезитохромитовых и периклазошпинелидных огнеупоров с открытой пористостью около 20 % достаточно велик и составляет 18—65 мкм при среднем диаметре 24—25 мкм. При этом размер пор в периклазошпинелидных изделиях в 1,5—2 раза меньше, чем в магнезитохромитовых.

Газопроницаемость массовых магнезитохромитовых огнеупоров существенна и изменяется в пределах 1,2—6,6 нПм. У периклазошпинелидных изделий она составляет 0,5—1,2 нПм, а наиболее низкая — у безобжиговых огнеупоров (1·10⁻⁴—6·10⁻³ нПм).

Прочность магнезиальношпинелидных огнеупоров изменяется в широких пределах, но остается практически одного порядка у всех групп обжиговых изделий (300—1000 кгс/см²), а температура начала деформации под нагрузкой 2 кгс/см² составляет 1400—1680°C.

Температурный коэффициент линейного расширения магнезиальношпинелидных огнеупоров не зависит от состава среды (восстановительной, нейтральной, окислительной) и по абсолютному значению меньше, чем у магнезитовых огнеупоров. Температурный коэффициент линейного расширения хромомagneзитовых изделий составляет 0,91·10⁻⁵—0,97·10⁻⁵, а у периклазошпинелидных 1,15·10⁻⁵—1,24·10⁻⁵ °C⁻¹.

Теплопроводность магнезиальношпинелидных огнеупоров меньше, чем магнезитовых. Массовые магнезитохромитовые огнеупоры с пористостью 21—22 % имеют при температуре 500—1100°C коэффициент теплопроводности 2,2—2,1 ккал/(м·ч·°C). Такие же изделия с открытой пористостью 18—20 % характеризуются коэффициентом

теплопроводности в указанном температурном интервале 2,7—2,4 ккал/(м·ч·°C), а высокоплотные изделия с открытой пористостью 9,8—10 % — 4,1—3,7 ккал/

$/(м \cdot ч \cdot ^\circ C)$. Периклазошпинелидные огнеупоры имеют несколько большую теплопроводность, чем магнезитохромитовые изделия, и коэффициент теплопроводности их при 450–1200 °C составляет 2,8–2,4 ккал/(м · ч · °C).

Термическая стойкость магнезиальношпинелидных огнеупоров значительно выше, чем магнезитовых. Это достигается в основном благодаря пониженному модулю упругости и температурному коэффициенту линейного расширения. Термостойкость магнезитохромитовых плотных и обычных, а также периклазошпинелидных плотных изделий составляет не менее пяти, а периклазошпинелидных обычных — не менее трех водяных теплосмен от 1300 °C.

При нагреве магнезиальношпинелидных огнеупоров претерпевают дополнительную усадку, которая в значительной степени зависит от пористости изделий. Например, массовые магнезитохромитовые огнеупоры с пористостью 18–24 % имеют при 1750 °C (10 ч) усадку 1,2–2,5 %. Усадка этих же изделий с открытой пористостью 11–14 % составляет 0,8–1,5 %, а с 8–12 % — 0,1–0,3 %.

Одна из основных причин разрушения магнезиальношпинелидных огнеупоров в плавильных и других тепловых агрегатах — взаимодействие их с окислами железа. При насыщении изделий окислами железа наблюдается их разбухание и снижение термостойкости. Сопротивление безобжиговых огнеупоров воздействию окислов железа существенно ниже, чем обжиговых изделий соответствующего состава.

При кладке магнезиальношпинелидных огнеупоров допустимые температуры их контакта с алюмосиликатными и динасовыми изделиями увеличиваются по мере повышения содержания хромита в основных огнеупорах. Поэтому температуры начала взаимодействия хромомagneзитовых огнеупоров с шамотными в ряде случаев несколько выше, чем магнезитохромитовых. В общем случае температура начала взаимодействия с шамотными огнеупорами составляет 1400–1500 °C, но при 1580 °C взаимодействие еще слабое. С форстеритом и магнезитом до 1685 °C взаимодействие не наблюдается, а с диносом и высокоглиноземистыми огнеупорами взаимодействие начинается около 1500 °C.

Магнезиальносиликатные огнеупоры объединяют группу огнеупорных изделий, основные слагающие окислы которых — окись магния и двуокись кремния. Главное место в этом классе занимают форстеритовые огнеупоры, основной слагающий минерал которых — ортосиликат магния — форстерит. Для улучшения некоторых свойств форстеритовых огнеупоров, например шлакоустойчивости или термостойкости, в их состав дополнительно вводят периклаз или хромит. Изделия в этом случае имеют название соответственно периклазофорстеритовые или форстеритохромитовые.

В магнезиальносиликатных огнеупорах техническими требованиями регламентируется содержание окиси магния и двуокиси

кремния, а также окиси хрома — в форстеритохромитовых изделиях. Массовые форстеритовые огнеупоры содержат 50–65 % MgO и 25–35 % SiO₂, периклазофорстеритовые 65–80 % MgO и >10 % SiO₂, а форстеритохромитовые 45–60 % MgO, 20–30 % SiO₂ и 5–15 % Cr₂O₃ [10]. Из числа других окислов в состав изделий входят CaO, Al₂O₃, Fe₂O₃. Указанные окислы являются плавнями по отношению к магнезиальносиликатным огнеупорам, поэтому содержание их ограничивается.

По фазовому составу форстеритовые огнеупоры содержат до 85 % форстерита и до 15 % магнезитоферрита, периклазофорстеритовые изделия 70–90 % форстерита и 10–30 % периклаза. В состав форстеритохромитовых огнеупоров входит до 30–60 % хромшпинелида.

Ниже приведены некоторые свойства обжиговых форстеритовых огнеупоров:

Открытая пористость, %	11,5–25,0
Средний размер пор, мкм	31,0
Предел прочности при сжатии, кгс/см ²	250–1070
Температура начала деформации под нагрузкой 2 кгс/см ² , °C	1590–1620
Термостойкость, теплосмен 850 °C — вода	3–30
Температурный коэффициент линейного расширения при 20–800 °C, °C ⁻¹	11,5 · 10 ⁻⁶
Коэффициент теплопроводности изделий с открытой пористостью 15–25 % при 600–1600 °C, ккал/(м · ч · °C)	От 1,75–2,0 до 1,12–1,35
Газопроницаемость, нПм	0,05–1,0

Некоторую часть форстеритовых огнеупоров готовят в виде безобжиговых изделий. Такие огнеупоры, изготовленные на различных связках, могут иметь следующие свойства:

Открытая пористость, %	11,0–22,0
Газопроницаемость, нПм	0,017–0,05
Кажущаяся плотность, г/см ³	2,45–2,66
Предел прочности при сжатии, кгс/см ²	300–560
Огнеупорность, °C	>1750
Температура деформации под нагрузкой 2 кгс/см ² , °C:	
начало деформации	1320–1550
» разрушения	1700–1750
Термостойкость, теплосмен 850 °C — воздух	8–9

Периклазофорстеритовые изделия отличаются от форстеритовых более высоким содержанием окиси магния и характеризуются следующими свойствами:

Открытая пористость, %	12,8–23,0
Газопроницаемость, нПм	1,22–1,42
Кажущаяся плотность, г/см ³	2,60–2,72
Огнеупорность, °C	1800

Температура деформации под нагрузкой 2 кгс/см², °С:

начало деформации	1580—1610
» разрушения	> 1710

Термостойкость, теплосмен

1300 °С — вода	3
--------------------------	---

Теплопроводность ккал/(м·ч·°С), при температуре на горячей стороне, °С:

600	2,49—4,58
800	1,97—3,95
1000	1,72—3,54

Форстеритохромитовые огнеупоры образуют целым комплексом высоких физико-керамических свойств и в некоторых случаях могут успешно использоваться вместо форстеритовых изделий. Форстеритохромитовые огнеупоры характеризуются следующими свойствами: огнеупорность > 1750 °С; температура начала деформации под нагрузкой > 1550 °С; открытая пористость 20—25 %; предел прочности при сжатии 250—400 кгс/см²; термическая стойкость > 5 теплосмен 1300 °С — вода; температурный коэффициент линейного расширения $6,6 \cdot 10^{-6} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$; коэффициент теплопроводности 1,51 ккал/(м·ч·°С).

Для практических целей наибольшее значение имеют форстеритовые огнеупоры, изготовленные из дунита. Они успешно противостоят при высоких температурах воздействию железистых шлаков и поэтому широко используются для футеровки подлин различных нагревательных печей. Неудовлетворительную стойкость имеют форстеритовые огнеупоры при взаимодействии с расплавами и шлаками, содержащими окись кальция, а также в газоперемежной среде. Последнее обусловлено тем, что изменение степени окисления сопровождается большими объемными изменениями, приводящими к разрыхлению структуры изделия.

Безобжиговые форстеритовые изделия разрыхляются больше, чем обжиговые, вследствие дополнительной разрыхляемости необожженного дунита, но абсолютная газопроницаемость у безобжиговых огнеупоров все же остается примерно в 5 раз меньше, чем у обжиговых. Поэтому более низкая газопроницаемость безобжиговых изделий замедляет процесс их разрыхления и они показывают удовлетворительную стойкость в условиях газоперемежной среды.

Пары воды и коксовый газ разрушают форстеритовые огнеупоры при повышенных температурах, однако износ изделий в этих условиях при 1000 °С меньше, чем при 500 °С.

Форстеритовые и форстеритохромитовые изделия слабо разбухают при воздействии окислов железа при высоких температурах, иногда даже обнаруживают усадку, чем выгодно отличаются от хромомагнетитовых и магнезитохромитовых огнеупоров.

Глинозем является сильным плавнем для магнезиальносиликатных огнеупоров. Изделия также разрушаются при 1600 °С ферромарганцем, ферросилицием, плавиковым шпатом, нефелином, ортоклазом, оконным

стеклом и фосфоритом, однако обнаруживают высокую стойкость по отношению к воздействию магнетита, борного ангидрида, окислов свинца и цинка. Щелочи разрушают форстеритовые огнеупоры. Известен успешный отечественный и зарубежный опыт использования форстеритовых огнеупоров в футеровке отражательных медерафинировочных печей. При этом магнезиальносиликатные огнеупоры выгодно отличаются от диносовых высокой шлакоустойчивостью, а от основных (хромомагнетитовые и магнезитохромитовые) — хорошим спеканием в кладке при температурах службы медерафинировочных печей.

На контакте с другими огнеупорами наиболее сильные реакции взаимодействия отмечаются в случае использования шамота и днаса, особенно при температуре 1500 °С и выше.

5. Цирконистые огнеупоры

К огнеупорам этой группы, приобретающим все большее значение, относятся материалы, содержащие двуокись циркония ZrO_2 . Их подразделяют на циркониевые, изготавливаемые из чистой двуокиси циркония (свойства указаны в разделе «Огнеупоры из чистых окислов»), и цирконовые, изготавливаемые из силиката циркония — минерала циркона $\text{ZrO}_2 \cdot \text{SiO}_2$.

В процессе изготовления изделий в цирконовые шихты, кроме циркона, вводят органические клеящие добавки. Обжиг изделий проводят при температуре около 1500 °С. Обожженные цирконовые изделия характеризуются открытой пористостью до 25 %, кажущейся плотностью 3,1—3,4 г/см³, пределом прочности при сжатии до 1000 кгс/см² и выше, огнеупорностью выше 2000 °С, температурой начала деформации под нагрузкой 1520—1570 °С, а разрушения 1620 °С и выше. Температурный коэффициент линейного расширения их составляет около $4,2 \cdot 10^{-6} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$, а термическая стойкость — более 20 теплосмен при воздушном охлаждении.

Цирконовые огнеупоры стойки против агрессивного воздействия расплавленных хлоридов. Они устойчивы к расплавам фосфорнокислого натрия, шлакам закалочных печей с соляной ванной, но разрушаются фторидами, фосфорным ангидридом и окислами железа. Кислые шлаки и золы углей оказывают незначительное воздействие на цирконовые огнеупоры [3, 11].

6. Углеродистые огнеупоры

Применение графита в производстве огнеупорных изделий обуславливается его химической инертностью — шлакоустойчивостью, высокой теплопроводностью, низким температурным коэффициентом линейного расширения, а также высокой температурой плавления (3700 °С).

Углеродистые огнеупоры почти полностью состоят из углерода в виде кокса (собственно углеродистые изделия), искус-

ственного графита (графитированные) и природного графита (графитовые).

Некоторые свойства углеродистых огнеупоров представлены ниже:

	Углеродистые	Графитированные
Содержание углерода, %	>85	99
Открытая пористость, %	15-20	15-30
Газопроницаемость, иПм	5-8	—
Каждущаяся плотность, г/см ³	1,55-1,65	1,45-1,70
Предел прочности при сжатии, кгс/см ²	120-500	150-450
Температурный коэффициент линейного расширения при 0—900°C		
$\alpha \cdot 10^6, ^\circ\text{C}^{-1}$	5,0-5,8	2,6
Коэффициент теплопроводности при 200—550°C, ккал/(м·ч·°C)	5,8-6,1	—
Дополнительный линейный рост после обжига, %, при:		
1400°C	0,0	—
1500°C	0,0-0,1	—
1600°C	0,0-0,3	—
Термостойкость, теплосмен 1300°C — вода	25	—
Удельное электрическое сопротивление $\rho \cdot 10^4$, Ом·см	46-60	10-25
Температура начала окисления, °C:		
в атмосфере воздуха	375	450
в среде водяного пара	650	700
в среде углекислого газа	750	900

Углеродистые огнеупоры обладают уникальным сочетанием технических свойств, однако у них есть существенный недостаток — окисляемость, что практически ограничивает область их применения восстановительной или нейтральной средой.

Малые величины модуля упругости и температурного коэффициента линейного расширения при высокой теплопроводности обеспечивают высокую термическую стойкость углеродистых огнеупоров и снижают до минимума возможность их растрескивания в службе. При этом следует отметить, что механическая прочность этих огнеупоров увеличивается с повышением температуры, по крайней мере, до 2400°C.

Углеродистые огнеупоры благодаря высоким физико-керамическим свойствам можно успешно использовать при плавке свинца, алюминия, магния, а также других цветных металлов. Возможно их применение в печах для производства ферросплавов, карбида кальция, фосфора и др. Из углеродистых огнеупорных материалов изготавливают тигли, фасонные изделия, электронагреватели сопротивления, детали для теплообменников обычных газовых и с жид-

ким теплоносителем (олово около 1500°C). Расширение области применения углеродистых огнеупоров требует повышения их устойчивости к окислению. Эффективно в этом отношении покрытие изделий тугоплавкими соединениями (карбид кремния, дисилицид молибдена и др.), а также пропитка в кипящем расплаве кремния (силицирование).

Следует учитывать, что графит может быть составной частью огнеупорных масс, предназначенных для производства различных видов изделий. Например, введение графита в алюмосиликатные шихты позволяет готовить так называемые графитоалюмосиликатные изделия. При этом добавка графита в алюмосиликатные изделия повышает их шлакоустойчивость, термостойкость, теплопроводность и другие свойства.

7. Изделия из высокоогнеупорных окислов

Этот тип огнеупорных материалов включает целый ряд изделий, полученных на основе окислов алюминия, бериллия, магния, кальция, циркония, урана, тория, иттрия и др. В отличие от традиционных огнеупоров, которые получают на основе природного сырья, производство окисных изделий рассчитано в основном на применение искусственных химически чистых материалов.

Керамика из окиси алюминия. Корундовая керамика характеризуется прежде всего высокими прочностными свойствами и крайне высокой химической стойкостью. Она содержит 90—99,5 % Al_2O_3 . Предел прочности при сжатии составляет 10000—15000, при изгибе 1500—6000, при растяжении 800—3000 кгс/см².

Особенность корундовой керамики — сохранение высоких прочностных свойств при нагреве вплоть до температур, равных примерно 0,8—0,9 температуры ее плавления. Так, например, образцы корундовой керамики при 20°C имеют прочность 30000, при 400°C 15000, 600°C 14000, 800°C 12000, 1000°C 9000, 1200°C 5000, 1400°C 2500 и 1600°C 500 кгс/см².

Термическое расширение спекшегося корунда в интервале температур 20—1000°C составляет $8-8,5 \cdot 10^{-6}$. Благодаря отсутствию высокотемпературных полиморфных превращений с повышением температуры термическое расширение происходит равномерно. Теплопроводность спекшегося (с нулевой пористостью) корунда составляет при 20°C 25,9, а при 1000°C 5,24 ккал/(м·ч·°C), т. е. с повышением температуры она резко снижается.

Термостойкость корундовой керамики существенно колеблется и составляет преимущественно 9—13 теплосмен 850°C — воздух. Некоторые образцы керамики достигают 40 теплосмен без разрушения.

Ниже приведены физико-керамические свойства чистых спекшихся корундовых образцов (99,5—99,8 % Al_2O_3):

Кажущаяся плотность, г/см ³	3,85—3,9
Истинная плотность, г/см ³	3,99—4,0
Пористость, %:	
кажущаяся	<0,1
истинная	3—5
Предел прочности, кгс/см ² :	
при сжатии	10000—15000
» изгибе	2000—3000
» растяжении	800—1500
Температурный коэффициент линейного расширения при 20—1200 °С, °С ⁻¹	8,5 · 10 ⁻⁶
Коэффициент теплопроводности, ккал/(м·ч·°С):	
при 100 °С	24,9
» 1000 °С	4,98
Огнеупорность, °С	2050
Температура начала деформации под нагрузкой 2 кгс/см ² , °С	1900

Керамика из окиси бериллия. Для изготовления керамических изделий применяют исключительно искусственно полученную окись бериллия BeO.

Теоретическая плотность чистой спеченной окиси бериллия равна 3,02 г/см³. В зависимости от методов получения изделий плотность их может составлять 0,9—0,99 теоретической. Твердость хорошо спеченной BeO по шкале Мооса 9 ед. Предел прочности при сжатии при 20 °С образцов керамики плотностью 2,9 г/см³ составляет 8000—15000 кгс/см². Предел прочности при изгибе равен ~3000 кгс/см², а изделий с плотностью 2,8—2,9 г/см³ 1500—2000 кгс/см². Предел прочности при растяжении в 8—10 раз меньше, чем при сжатии, и составляет 1200—1500 кгс/см².

Теплопроводность спеченной BeO при низких температурах превышает теплопроводность других окисных керамических материалов в 7—10 раз.

С повышением температуры температурный коэффициент линейного расширения у бериллиевой керамики существенно возрастает и составляет: при 100 °С 5,4 · 10⁻⁶, при 600 °С 7,7 · 10⁻⁶, при 1000 °С 8,9 · 10⁻⁶, при 2000 °С 15 · 10⁻⁶.

Термическая стойкость BeO значительно выше, чем всех окисных материалов. Изделия из BeO хорошо выдерживают воздушные теплосмены при охлаждении с 1500—1700 °С холодным воздухом, а также несколько теплосмен в условиях водяного охлаждения.

По химическим свойствам BeO — слабоосновный огнеупор и занимает промежуточное место между Al₂O₃ и MgO. Она достаточно чувствительна к воздействию различных расплавов и шлаков, особенно кислых растворов. Двуокись циркония может находиться в контакте со спеченной BeO до 1850 °С без заметного взаимодействия. Цирконий, магний и кальций, имеющие большое сродство к кислороду, восстанавливают BeO до металла. С фтором и фторидами BeO реагирует очень легко. При 1800 °С она восстанавливается углеродом с образованием карбида бериллия.

Важная область применения окиси бериллия — производство тиглей и других изделий для металлургии редких и чистых металлов. Ее используют, например, для плавки металлических бериллия, платины, тория, титана, урана и др., допуская при этом нагрев в индукционных вакуумных печах [12].

Керамика из окиси магния. Наиболее важное свойство ее — высокая температура плавления (2800 °С). Однако MgO обладает рядом таких свойств, которые ограничивают ее применение. Во-первых, она способна гидратироваться не только в воде, но даже на воздухе при нормальном содержании водяных паров. Более того, даже электроплавленная MgO подвергается гидратации, причем при высоких температурах процесс усиливается.

Во-вторых, MgO характеризуется повышенной летучестью, особенно в восстановительной среде и вакууме. Практически температура ее применения в атмосферных условиях находится в пределах 2000—2200 °С, а в восстановительной среде и вакууме — около 1700 °С.

В-третьих, MgO характеризуется крайне низкой термостойкостью из-за высокого температурного коэффициента линейного расширения и относительно небольшой теплопроводности. Все это не позволяет реализовывать основное преимущество окиси магния — высокую температуру плавления; тем самым ограничивается область ее применения.

Как и другие виды технической керамики, MgO имеет высокую механическую прочность, несколько уступая изделиям из окиси корунда и бериллия. Предел прочности при сжатии составляет 12000—15000 кгс/см².

Температурный коэффициент линейного расширения MgO значительно больше, чем у других окислов (кроме CaO). Для керамики с кажущейся плотностью 3,4—3,42 г/см³ он составляет, °С⁻¹: при 100 °С 11,7 · 10⁻⁶, 400 °С 12,6 · 10⁻⁶, 700 °С 13,4 × 10⁻⁶, 1000 °С 14,2 · 10⁻⁶.

Коэффициент теплопроводности MgO по сравнению с другими окисными материалами имеет среднее значение. С увеличением температуры до 1400—1500 °С он постепенно снижается, а затем опять медленно возрастает. У изделий с истинной пористостью 2,8—7,1 % коэффициент теплопроводности составляет при 200 °С ~1,8 ккал/(м·ч·°С).

Термическая стойкость изделий из MgO низкая и в равных условиях в 5—10 раз меньше, чем у изделий на основе Al₂O₃, и в 50—100 раз меньше, чем из BeO.

Температура начала размягчения под нагрузкой 2 кгс/см², определенная в вакууме, составляет 2300 °С.

Окись магния при высоких температурах летуча, при 2000 °С испаряется до 40 % ее массы.

Применение изделий из MgO определяется ее основной природой. Изделия хорошо противостоят щелочным средам и расплавам, но плохо кислым. В тиглях из MgO можно успешно плавить с высокой сте-

пенью чистоты такие металлы, как железо, цинк, алюминий, олово, медь, тяжелые редкоземельные металлы, а также никель и сплавы на основе меди.

Керамика из двуокиси циркония. Спеченная ZrO_2 обладает очень высокой прочностью при обычной температуре и сохраняет ее до $1300-1500^\circ C$. Это определяет возможность использования ZrO_2 как конструкционного материала, для работы при высоких температурах. Предел прочности при сжатии у керамики из ZrO_2 составляет, кгс/см²: при $20^\circ C$ 21000, при $500^\circ C$ 16000, при $1000^\circ C$ 12000, при $1200^\circ C$ 8000, при $1400^\circ C$ 1300 и при $1500^\circ C$ 200 кгс/см².

Теплопроводность ZrO_2 значительно ниже, чем теплопроводность всех других

пешно используют до $2500^\circ C$. Они находят применение для плавки кварцевого стекла, спектрально чистой платины, палладия, рутения, родия, свинца, висмута и их сплавов.

Из других видов технической керамики наибольший интерес представляют изделия, полученные на основе CaO . Окись кальция характеризуется химической инертностью к большинству цветных металлов, поэтому ее следует считать наиболее перспективным материалом, например, для плавки многих цветных металлов в индукционных печах.

Ниже приведены огнеупорные окислы, из которых могут быть изготовлены тигли для плавки чистых металлов в различных газовых средах [3]:

Металл	Огнеупорный материал	Газовая среда, условия
Be	BeO или ThO_2	Аргон
Mg	Al_2O_3 , MgO	Аргон или пары серы (или флюсы KCl , $CaCl_2$, CaF_2); азота следует избегать
Al	Al_2O_3 , MgO	Аргон, на воздухе под слоем угля
Ti	ThO_2 (немного реагирует с Ti)	Аргон или вакуум
Th	CaO, BeO	То же
Cr	ThO_2 , Al_2O_3 (с Al_2O_3 несколько реагирует)	Водород или аргон
U	BeO, TiO_2 , MoO до $1300^\circ C$	Аргон или вакуум
Mn	Al_2O_3	Водород, аргон
Fe	Al_2O_3	Водород
Ru, Os	ThO_2 или ZrO_2	Азот, водород или вакуум
Co	Al_2O_3	Аргон, водород или вакуум
Rh, Ir	ThO_2 или ZrO_2	Азот или аргон
Ni	Al_2O_3	Аргон или вакуум
Pd, Pt	ZrO_2 , ThO_2 , Al_2O_3 , CaO	Азот или аргон
Cu, Ag	Al_2O_3 , MgO	Азот, аргон (или вакуум), на воздухе под слоем угля
Zn, Cd	Al_2O_3	На воздухе под слоем угля или галлоидным флюсом
Si	SiO_2	Аргон или вакуум
Yb, La, Ce и др.	CaO, BeO	Вакуум

окисных материалов. Это позволяет использовать материалы для высокотемпературной изоляции.

Температурный коэффициент линейного расширения ZrO_2 достаточно высокий и составляет при $20^\circ C$ около $5-6 \cdot 10^{-6}$, а при $1500^\circ C$ $11-11,5 \cdot 10^{-6}^\circ C^{-1}$. Термостойкость керамики на основе ZrO_2 низкая, однако она повышается у изделий, изготовленных из электроплавленной ZrO_2 . Для этого типа керамики характерна очень

8. Электроплавенные литые огнеупорные изделия

В настоящее время отечественная промышленность выпускает несколько видов электроплавенных огнеупорных изделий. Сюда относятся корундовые (Кор-93, Кор-95), муллитокорундовые (МК), муллитокорундовые (МЦ) и бадделитокорундовые (Бакор). Ниже приведен их химический состав:

Изделие	Кор-95	Кор-93	МЦ	МК	Бакор-93
Химический состав, %:					
Al_2O_3	>95	>93	>70	>80	Основа
SiO_2	>2	2-5	>17	>5	<15
ZrO_2	—	—	<5	<3	>32

высокая температура начала деформации под нагрузкой, которая составляет для изделий, изготовленных из сырья чистоты, $2200-2450^\circ C$.

Изделия из стабилизированной ZrO_2 ус-

Электроплавенные литые изделия получают путем расплавления шихты соответствующего состава в дуговых электропечах и разливки расплава в теплоизолированные формы с последующим отжигом.

Основные фазы в плавящихся огнеупорах следующие: в корундовых — корунд $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$, муллитокорундовых — муллит $3\text{Al}_2\text{O}_3 \cdot 2\text{SiO}_2$ и корунд, бадделитокорундовых — бадделит ZrO_2 и корунд.

Плавящиеся огнеупоры характеризуются примерно следующими свойствами: открытая пористость 1—3 %; истинная пористость 1—20 %; предел прочности при сжатии 4000—7000 кгс/см², при изгибе 1000—1200 кгс/см²; огнеупорность 1760—1800 °С; температура деформации под нагрузкой мало отличается от огнеупорности; температурный коэффициент линейного расширения при 20—1500 °С 6—7,5·10⁻⁶ °С⁻¹.

Вследствие низкой открытой пористости плавящиеся огнеупоры характеризуются высокими шлако- и металлоустойчивостью, однако они имеют крайне низкую стойкость в условиях резкого изменения температуры.

Для практического использования существенный интерес представляют изделия на основе MgO, однако большая вязкость расплава окиси магния не позволяет получить достаточно плотную отливку. Поэтому находят применение огнеупоры, полученные в системах $\text{MgO-Al}_2\text{O}_3$, $\text{MgO-Cr}_2\text{O}_3$ или $\text{MgO-Al}_2\text{O}_3\text{-Cr}_2\text{O}_3$. Вместе с тем в промышленной практике часто осуществляется плавка материалов «на блок». Для этого полученный расплав оставляют в ванне и охлаждают. Затвердевший блок извлекают, дробят на куски и подвергают необходимому измельчению. Таким образом получают, например, наиболее чистый и плотный периклаз, который используют для набивки тиглей или объемных единиц индукционных печей.

9. Карбидкремниевые огнеупоры

По химическому составу карбидкремниевые (или карборундовые) огнеупоры характеризуются прежде всего присутствием карбида кремния, количество которого зависит от типа огнеупора. Карборундовые огнеупоры могут быть изготовлены нескольких видов: на кремнеземистой связке, алюмосиликатной (глинистой) связке и специального назначения (рекристаллизованные, прессованные при высоких температурах, на связке из нитрида кремния, самосвязанные, пропитанные металлом, легковесные, порошковые и др.). Однако для практического использования в настоящее время наибольший интерес представляют изделия на кремнеземистой, алюмосиликатной и нитридной связках.

Химический состав изделий следующий, %: рекристаллизованных и самосвязанных — SiC 94—98,5, SiO₂ 1,85, Al₂O₃ 0,21, Fe₂O₃ 0,31; изделий на кремнеземистой связке — SiC 83—89, SiO₂ 5—12, Al₂O₃ 1—2,5, Fe₂O₃ 1—5, CaO до 1; изделий на связке из нитрида кремния — SiC 67—71, SiO₂ до 6, Al₂O₃ ~3, Si₃N₄ 22—23, Si ~0,5 [13].

Карборундовые обожженные изделия, изготовленные из 100 % карборунда, в

основном двухфазные. Они состоят преимущественно из карбида кремния с плотностью 3,21 г/см³ и некоторого количества кремнезема (обычно кристобалита) с плотностью 2,32 г/см³, образовавшегося в результате частичного окисления карбида кремния.

Карборундовые огнеупоры на глинистой связке характеризуются более низкой плотностью, чем изделия из 100 % карборунда, так как плотность обожженной глины меньше, чем карбида кремния. Плотность рекристаллизованных изделий составляет 3,19—3,20 г/см³, а огнеупорных материалов на нитридной связке 3,18—3,19 г/см³.

Пористость карборундовых огнеупоров существенно колеблется и составляет, %: у горячепрессованных изделий 1—5, самосвязанных 1—5, на кремнеземистой связке 15—25, на глинистой связке 10—32, на связке из нитрида кремния 15—20. В соответствии с открытой пористостью кажущаяся плотность изделий составляет, г/см³: горячепрессованных 3,04—3,08; самосвязанных 3,0—3,15; на кремнеземистой связке 2,30—2,80; на глинистой связке 2,35—2,7; на нитридной связке 2,5—2,8. Газопроницаемость составляет у рекристаллизованных изделий 0,4—1 нл/м, на глинистой связке 1—6 нл/м, на кремнеземистой связке до 0,5 нл/м. Горячепрессованные карборундовые огнеупоры практически газонепроницаемы.

Предел прочности при сжатии карборундовых огнеупоров колеблется в широких пределах и составляет у различных типов огнеупоров 800—1100 кгс/см², т. е. имеет высокое абсолютное значение. При этом наиболее высокие значения механической прочности имеют изделия на нитридной связке.

При 20 °С предел прочности карборундовых изделий при разрыве в 4—7,5 раза, при изгибе — в 2—6,5 и при сдвиге — в 3—7 раз меньше, чем при сжатии.

При нагревании до 1000 °С прочность большинства карборундовых огнеупоров практически не снижается, а иногда даже повышается. Дальнейшее повышение температуры до 1400 °С приводит к снижению прочности, однако при конечной температуре обжига прочность составляет ~34 % у изделий на кремнеземистой связке и ~9 % у изделий на глинистой связке от прочности изделий при 20 °С.

Высококачественные огнеупоры с высоким содержанием SiC благодаря плотному и прочному черепку, а главное — отсутствию или малому содержанию в нагретом состоянии жидкой фазы (кроме изделий на глинистой связке) характеризуются высокой температурой деформации под нагрузкой. Например, изделия на кремнеземистой связке под нагрузкой 2 кгс/см² при 1700 °С еще не деформируются. Введение же в состав изделий в качестве связки глины приводит к существенному снижению температуры деформации под нагрузкой. В некоторых случаях огнеупоры с 3 % глины обнаруживают начало деформации уже при 1530 °С.

Благодаря почти полному отсутствию жидкой фазы карборундовые огнеупоры на кремнеземистой связке при нагрузке 2 кгс/см^2 за 5 ч при $1600\text{--}1650^\circ\text{C}$ не обнаруживают крипа, в то время как высококачественные изделия с добавкой 10 % глины в этих же условиях имеют крип до 0,5%.

Термический коэффициент линейного расширения карборундовых огнеупоров составляет, $^\circ\text{C}^{-1}$: на кремнеземистой связке при $20\text{--}1400^\circ\text{C}$ $4\text{--}5,2 \cdot 10^{-6}$, глинистой связке — при $20\text{--}1300^\circ\text{C}$ $4,8\text{--}5,3 \times 10^{-6}$ и нитридной связке при $20\text{--}1200^\circ\text{C}$ $3,8\text{--}4,9 \cdot 10^{-6}$.

В отличие от других огнеупорных изделий коэффициент теплопроводности карбидкремниевых огнеупоров достигает 6—15, а рекристаллизованных изделий — даже 18,9—25 ккал/(м·ч· $^\circ\text{C}$). При этом карборундовые огнеупоры характеризуются следующим коэффициентом теплопроводности, ккал/(м·ч· $^\circ\text{C}$): на кремнеземистой связке при открытой пористости 18 % 6,8—6,0, изделия на глинистой связке с 10 % глины при открытой пористости 17,2 % 11,6—6,7 и на связке нитрида кремния при открытой пористости 21 % в области температур $200\text{--}1200^\circ\text{C}$ 14,9—6,6.

Карборундовые огнеупоры имеют крайне высокую термическую стойкость. Например, термостойкость изделий на кремнеземистой связке составляет более 50 теплосмен, а изделий на глинистой связке — 31 водяную теплоту от 1000°C и затем 20 водяных теплосмен от 1300°C .

Важная особенность карборундовых огнеупоров — способность их к окислению до SiO_2 , что может снижать срок службы изделий. Процесс окисления с образованием кремнезема происходит уже при относительно низких температурах ($900\text{--}1000^\circ\text{C}$) и с повышением температуры интенсифицируется. Однако образование на зернах карборунда кремнеземистой пленки препятствует процессу окисления и замедляет его. На воздухе изделия окисляются медленно, а в атмосфере кислорода или водяного пара окисление заметно уже при $900\text{--}1000^\circ\text{C}$.

Карборундовые огнеупоры достаточно стойки к попеременному действию восстановительных и окислительных газов при высоких температурах. В этом отношении стойкость их выше, чем корундовых огнеупоров, а также изделий на основе окиси бериллия или двуокиси циркония. Они устойчивы по отношению к расплавленным Al, Pb, Zn, Cu, а в некоторых условиях Mg, однако взаимодействуют с Fe, Co, Ni, Cr, Pt, CaO, FeO, NiO, MnO, Cr_2O_3 , PbO, AgO, Na_2O . Их разрушают также газообразные F_2 и Cl_2 .

С алюмосиликатными огнеупорами карборундовые изделия начинают реагировать в той или иной степени при $1580\text{--}1600^\circ\text{C}$. При этом наиболее сильное взаимодействие отмечается с плотными и легковесными шамотными огнеупорами, содержащими наименьшее количество Al_2O_3 . Взаимодействие проявляется в слипании поверхности контакта, а также некотором

оплавлении поверхности шамотных изделий.

Взаимодействие каолиновых огнеупоров с карборундовыми подобно взаимодействию с шамотными, но выражено слабее. При реагировании с высокоглиноземистыми огнеупорами до 1600°C слипание не наблюдается, но на поверхности контакта появляются пятна. С динасовыми изделиями плотными и легковесными карборундовые огнеупоры не реагируют до 1700°C даже при оплавлении первых. Наиболее сильное взаимодействие карбидкремниевых изделий наблюдается с основными огнеупорами. При 1500°C реакция слабая, а при 1600°C наблюдается сильное разрушение обоих контактирующих огнеупоров. При этом по степени увеличения интенсивности разрушения карборундовых изделий основные огнеупоры можно расположить в следующем ряду: магнезитовые (периклазовые) <форстеритовые <магнезитохромитовые <хромагнезитовые.

10. Легковесные огнеупоры

Отечественная огнеупорная промышленность наиболее широко выпускает легковесные огнеупоры, которые по химическому составу отвечают системе $\text{Al}_2\text{O}_3\text{--SiO}_2$. Сюда относятся полукислые, шамотные, высокоглиноземистые (включая корундовые) и динасовые легковесные изделия. Легковесные огнеупоры с кажущейся плотностью $0,4\text{--}1,4 \text{ г/см}^3$ применяют в рабочих (незащищенной) футеровке печей, не подвергающейся действию расплавленных шлаков, металлов и др., либо в промежуточной (защищенной) изоляции при наличии в рабочем пространстве печи расплавленных агентов.

Легковесные материалы подразделяются на следующие марки: шамотные и полукислые — ШЛА-1,3, ШЛБ-1,3, ШЛБ-1,0, ШЛБ-0,9, ШЛБ-0,8, ШЛБ-0,6, ШЛБ-0,4; каолиновые КЛ-1,3 и КЛ-0,9; высокоглиноземистые ВГЛ-1,4, ВГЛ-1,3, ВГЛ-1,0; динасовые — ДЛ-1,4 и ДЛ-1,2. Цифра в марке изделия соответствует величине кажущейся плотности, г/см^3 . Кроме того, легковесные огнеупоры включают шамотные изделия с добавкой талька (ШТЛ-0,6), высокоглиноземистые (ВГЛДС-0,5, ВГЛДС-0,8, МКР-1,0, МЛЛ-1,25 и МЛЛА-1,1) и корундовые (КЛ-1,3 и КЛ-1,8).

Огнеупорность легковесных изделий составляет не менее, $^\circ\text{C}$: ВГЛ-1,4 1830; КЛ-0,9, ВГЛ-1,3 и ВГЛ-1,0 1750; ШЛА-1,3 1730; ДЛ-1,4 1680; ШЛБ-1,3, ШЛБ-1,0, ШЛБ-0,9, ШЛБ-0,8, ШЛБ-0,6, ШЛБ-0,4 и ДЛ-1,2 1670. Огнеупорность других марок составляет, $^\circ\text{C}$: ВГЛДС-0,5, ВГЛДС-0,8, МКР-1,0, МЛЛ-1,25, МЛЛА-1,1 1750; КЛ-1,3 и КЛ-1,8 (корундовые марки) >1800 .

Температура эксплуатации изделий обычно не превышает, $^\circ\text{C}$: КЛ-1,3 и КЛ-1,8 (корундовые марки), МЛЛА-1,1, МЛЛ-1,25, ВГЛ-1,4 1600; ВГЛ-1,3, ДЛ-1,4 и ДЛ-1,2

1550; ШЛА-1,3, КЛ-1,3, КЛ-0,9 и ВГЛ-1,0 1400; ШЛБ-1,3 и ШЛБ-1,0 1300; ШЛБ-0,9 1270; ШЛБ-0,8 1250; ШЛБ-0,6 1200; ШЛБ-0,4 1150.

Содержание Al_2O_3 составляет обычно, %, не менее: КЛ-1,3 и КЛ-1,8 95,0; ВГЛ-1,4 78,0; МЛЛ-1,25 65,0; ВГЛ-1,3 и МЛЛА-1,1 62,0; МКР-1,0 60,0; ВГЛ-1,0 53,0; ВГЛДС-0,5 и ВГЛДС-0,8 50,0. Содержание Fe_2O_3 в алюмосиликатных легковесных огнеупорах находится в пределах 0,25—1,6 %, а SiO_2 в диансовых легковесах превышает 91 %.

У полукислых, шамотных, каолиновых и высокоглиноземистых легковесных огнеупоров предел прочности при сжатии составляет 10—50 кгс/см², у корундовых изделий он превышает 30—35 кгс/см², а у диансовых >40 кгс/см², достигая 130—160 кгс/см².

Коэффициент теплопроводности у изделий различных марок при 600°C на горячей стороне не превышает, ккал/(м·ч·°C): ШЛА-1,3, ШЛБ-1,3, ВЛГ-1,4, ДЛ-1,4 и ДЛ-1,2 0,6; ШЛБ-1,0, КЛ-1,3, ВЛГ-1,3 и ВЛГ-1,0 0,5; ШЛБ-0,9, ШЛБ-0,8 и КЛ-0,9 0,4; ВГЛДС-0,5 0,30; ВГЛДС-0,8 0,35; ШЛБ-0,6 0,25; ШЛБ-0,4 0,20.

У корундовых легковесных изделий коэффициент теплопроводности при 800°C на горячей стороне не превышает 0,7—0,9 ккал/(м·ч·°C).

Дополнительная усадка алюмосиликатных легковесных огнеупоров при температуре службы обычно не превышает 1,0 %, а у корундовых изделий 0,8 % при 1500°C (2 ч).

Диансовые легковесные изделия усадки не имеют.

Кроме рассмотренных, существуют огнеупорные легковесные изделия практически всех типов и групп. Технология их производства разработана, однако в широком промышленном масштабе они не производятся [14].

11. Легковесные волокнистые огнеупоры

Все большее применение в промышленности находят волокнистые огнеупорные материалы. Отечественная огнеупорная промышленность выпускает алюмосиликатные волокна (каолиновая вата) следующего химического состава, %: Al_2O_3 43,0—54,0; SiO_2 43,0—54,0; Fe_2O_3 0,6—1,8; TiO_2 0,1—3,5; CaO 0,1—1,0; R_2O 0,2—2,0; B_2O_3 до 2,2.

Каолиновая вата относится к огнеупорным материалам, так как сырьем для ее изготовления служат синтезированные смеси высокоглиноземистого или каолинового состава.

Некоторые свойства каолиновой ваты: диаметр волокна 2—8 мкм; длина волокна до 250 мм; прочность на разрыв 1400 кгс/см²; плотность 48—200 кг/м³; температура длительного применения 1260°C; температура плавления 1760°C.

Каолиновое волокно характеризуется небольшой плотностью, что позволяет существенно облегчить стальной каркас тепловых агрегатов, способствует уменьшению тепловой инерции печи и сокращению времени нагрева и охлаждения.

Волокнистые материалы упруги и эластичны, что позволяет использовать их для изоляции криволинейных поверхностей, углов и различных неровностей, имеющих в тепловых агрегатах.

Волокнистые материалы и изделия на их основе имеют практически нулевой температурный коэффициент линейного расширения, что позволяет отказаться от выполнения температурных швов.

Футеровка из керамического волокна не боится термических ударов, поэтому значительно облегчается вывод печи на рабочий режим. Она дает возможность сразу же по окончании монтажа производить подъем температуры в агрегате с такой скоростью, которую могут обеспечить горелочные устройства.

Для волокнистых материалов характерна очень низкая теплопроводность: при 100°C 0,03—0,06 и при 600°C 0,09—0,17 ккал/(м·ч·°C). Это способствует повышению термического к. п. д. тепловых агрегатов и позволяет применять меньшую толщину футеровки, которая может быть иногда во много раз тоньше футеровки из обычных огнеупоров при одинаковых потерях тепла в окружающую среду. Например, использование волокна каолинового состава толщиной 150 мм в качестве теплоизоляции позволяет снизить температуру наружной поверхности до 80—90°C при температуре рабочего пространства 970—1030°C.

Такой же эффект может быть достигнут при использовании футеровки из легковесных огнеупорных изделий толщиной 260—280 мм [15]. Кроме того, благодаря низкому коэффициенту теплопроводности и плотности футеровки из волокнистых огнеупоров обуславливают и минимальную аккумуляцию тепла.

Из других свойств каолинового волокна необходимо отметить его химическую стойкость. Оно не подвержено действию масел, пара, воды. Реагенты, кроме плавиковой и фосфорной кислот и сильных щелочей, на волокно не действуют.

По фазовому составу каолиновое волокно представляет собой высокотемпературное стекло. При нагревании волокна в течение достаточно длительного времени при температуре выше 1000°C начинается процесс расстекловывания, т. е. материал переходит из стеклообразного в упорядоченное кристаллическое состояние.

Основная кристаллическая фаза, образующаяся в процессе расстекловывания, — муллит $3Al_2O_3 \cdot 2SiO_2$. При этом волокно теряет гибкость и эластичность. Поэтому длительное применение волокна с содержанием 43—54 % Al_2O_3 ограничивается 1260°C.

При температуре выше 1260°C волокно сохраняет ряд теплофизических свойств,

что позволяет использовать его в некоторых случаях как обычный огнеупорный материал. Следует отметить, что в настоящее время разработаны технологии производства волокнистых материалов с температурой службы 1400°C и выше.

роко выпускает изделия в виде рулонного материала и плит (матов).

Важное свойство волокнистых огнеупоров алумосиликатного состава — их способность не смачиваться и не взаимодействовать со многими цветными металлами.

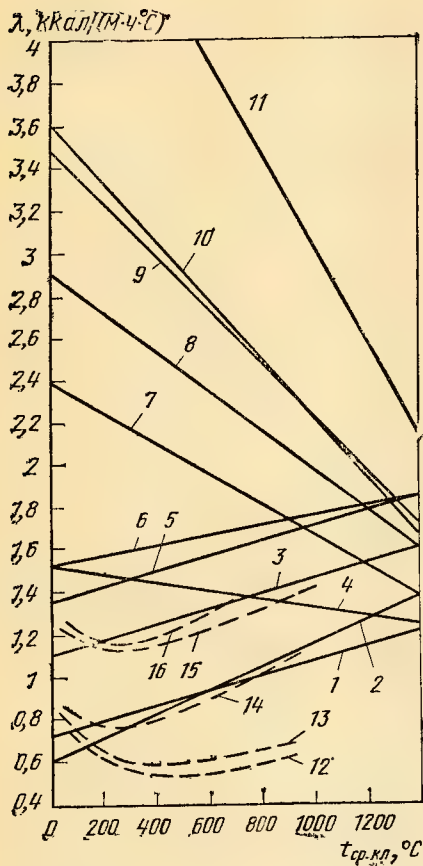


Рис. 19.1. Зависимость коэффициентов теплопроводности λ огнеупорных изделий (1—11) и жаростойких бетонов (12—16) от средней температуры кладки $t_{\text{ср.кл}}$:

1 — полукислых; 2 — шамотных; 3 — хромитовых; 4 — высокоглинозистых; 5 — диновосых; 6 — каолиновых; 7 — хромомагнезитовых; 8, 10 — форстеритовых; 9 — магнезитохромитовых; 11 — магнезитовых; 12 — жаростойких бетонов на глиноземе; 13 — на портландцементе с шамотными или из боя обыкновенного глиняного кирпича заполнителями; 14 — на жидком стекле с шамотными или полукислыми заполнителями; 15 — на портландцементе с андезитовыми, базальтовыми или из отвалного доменного шлака заполнителями; 16 — на глиноземе с цементом с муллитокремнезёмными заполнителями

Ассортимент волокнистых огнеупоров чрезвычайно широк. Сюда относятся вата, войлок, различные виды жестких и гибких плит, бумага, картон, литые и прессованные изделия, ткани, обмазки и др. Отечественная промышленность наиболее ши-

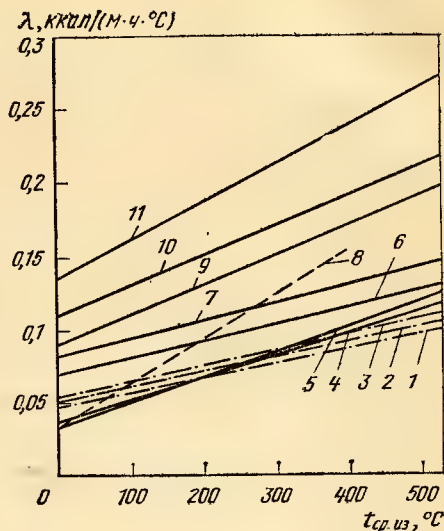


Рис. 19.2. Зависимость коэффициентов теплопроводности λ изоляционных материалов от средней температуры изоляции $t_{\text{ср.из}}$:

1—3 — перлитового песка ($\rho=150, 200$ и 250 кг/м^3); 4, 5 — вата минеральная ($\rho=100$ и 150 кг/м^3); 6, 7 — пеностеклянных изделий ($\rho=350$ и 400 кг/м^3); 8 — ваты стеклянной; 9—11 — диатомитовых изделий ($\rho=500, 600$ и 700 кг/м^3)

ми — алюминием, цинком, свинцом, медью, а также многими сплавами на основе меди. Это позволяет использовать волокнистые материалы не только в качестве теплоизоляции, но и как огнеупорный материал, например, для футеровки желобов, ковшей, трубопроводов, прежде всего при производстве алюминия.

По данным различных исследований, применение волокнистых огнеупоров для футеровки печей позволяет снизить: массу металлоконструкций крепящего каркаса до 70 %, расход топлива в агрегатах непрерывного действия до 40 %, а в агрегатах периодического действия до 70 %, время монтажа футеровки на 50 %, а также существенно сократить время пуска печей.

12. Пример расчета потерь тепла через футеровку

Пример. Определить потерю тепла через 1 м^2 двухслойной стенки и температуру наружной поверхности стенки. Исходные данные и расчет приведены ниже:

Исходные данные	Расчетная формула	Итог расчета
Температура внутренней поверхности стенки $t_1, ^\circ\text{C}$	По заданию	1050
Толщина шамотной стенки $S_1, \text{м}$	» »	0,345
Толщина пенодиатомитовой стенки $S_2, \text{м}$	» »	0,23
Расчетные данные		
Температура наружной поверхности стенки $t_n, ^\circ\text{C}$	Принимается	75
Температура в плоскости соприкосновения слоев с пенодиатомитовым кирпичом $t_2, ^\circ\text{C}$	»	900
Средняя температура шамотной части стенки $t_{\text{ср}}, ^\circ\text{C}$	$\frac{(t_1+t_2)}{2}$	$\frac{1050+900}{2}$
Средняя температура пенодиатомитовой части стенки $t_{\text{ср}}, ^\circ\text{C}$	$\frac{(t_2+t_n)}{2}$	$\frac{900+75}{2}$
Коэффициент теплопроводности шамота при средней температуре $\lambda_1, \text{ккал/м}\cdot\text{ч}\cdot^\circ\text{C}$	Находится по кривым на рис. 19.1	1,15
Коэффициент теплопроводности пенодиатомита при средней температуре $\lambda_2, \text{ккал/м}\cdot\text{ч}\cdot^\circ\text{C}$	Находится по кривым на рис. 19.2	0,140
Коэффициент, учитывающий неплотности кладки, K	Принят на основании опытных данных	1,2
Коэффициент теплопроводности шамота с учетом коэффициента $K \lambda_{1(K)}, \text{ккал/м}\cdot\text{ч}\cdot^\circ\text{C}$	$\lambda_1 K$	$1,15 \times 1,2$
Коэффициент теплопроводности пенодиатомита с учетом коэффициента $K \lambda_{2(K)}, \text{ккал/м}\cdot\text{ч}\cdot^\circ\text{C}$	$\lambda_2 K$	$0,140 \times 1,2$
Термическое сопротивление шамотной кладки $R_1, \text{ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot^\circ\text{C}$	$S_1/\lambda_{1(K)}$	$0,345:1,38$
Термическое сопротивление пенодиатомитовой стенки $R_2, \text{ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot^\circ\text{C}$	$S_2/\lambda_{2(K)}$	$0,23:0,168$
Суммарное термическое сопротивление кладки $R, \text{ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot^\circ\text{C}$	r_1+r_2	$0,25+1,37$
Температура наружной поверхности кладки $t_n, ^\circ\text{C}$	Находится по рис. 13.6	74
Потеря тепла через кладку $q, \text{ккал/м}^2\cdot\text{ч}$	Диаграмма рис. 13.6	600
Проверочный расчет		
Температура в плоскости соприкосновения шамотной и пенодиатомитовой кладки $t_2, ^\circ\text{C}$	$t_1 - q \frac{S_1}{\lambda_1(K)}$	$\frac{1050-600 \times 0,345}{1,15 \cdot 1,2} \approx 900$ Следовательно, расчет правилен

Глава 20 ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

1. Классификация

Материалы, используемые в различных сооружениях и конструкциях для уменьшения теплового обмена с внешней средой, называются теплоизоляционными. Они имеют значительный объем пор, малые объ-

емную массу ($\leq 600 \text{ кг/м}^3$) и теплопроводность. Использование высококачественных теплоизоляционных материалов позволяет снизить расход основных конструктивных материалов, топлива и тепла.

Теплоизоляционные материалы подразделяются: а) по внешнему виду — жесткие

(блоки, плиты, скорлупы, кирпичи), полужесткие (маты, рулоны, листы), рыхлые (зернистые, порошкообразные, пластинчатые); б) по исходным материалам — органические и неорганические; в) по объемной массе (в сухом состоянии) — марки 15, 25, 35, 50, 75, 100, 125, 150, 175, 200, 225, 250, 300, 350, 400, 500 и 600 (марки определяют, округляя объемную массу теплоизоляционного материала в сухом состоянии до ближайшего марочного значения в указанных границах; например, материал с объемной массой 270 кг/м³ относится к марке 250, объемной массой 630 кг/м³ — к марке 600); г) по прочности — теплоизоляционные (марки 15—350 прочностью 2—25 кгс/см²) и конструктивно-теплоизоляционные (марки 400, 500 и 600 прочностью более 25 кгс/см²; на них может быть передана часть основной нагрузки); д) по теплопроводности — малотеплопроводные с коэффициентом теплопроводности при средней температуре 25 °C ≤ 0,05 ккал/(м·ч·°C), среднетеплопроводные ≤ 0,1 ккал/(м·ч·°C) и повышенной теплопроводности ≥ 0,15 ккал/(м·ч·°C); е) по плотности — особо легкие (марки 15—100), легкие (марки 125—350), тяжелые (марки 400, 500 и 600).

2. Свойства

Основные свойства теплоизоляционных материалов — плотность, объемная масса, пористость, теплопроводность, прочность, температуростойкость. Их совокупность определяет качество теплоизоляционных изделий.

Неорганические теплоизоляционные материалы имеют плотность 2500—3100 кг/м³; органические 1100—1500 кг/м³.

Пористость P — отношение объема пор $v_{\text{пор}}$ в материале к его объему v_0 :

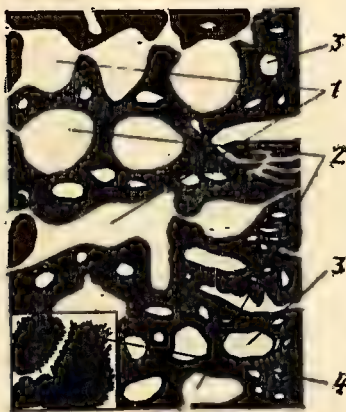


Рис. 20.1. Типы пор:

1 — открытые (не менее двух выходов к поверхности); 2 — полуоткрытые (один выход к поверхности); 3 — изолированные (без выхода к поверхности); 4 — микроструктурные (образованные частицами 10—50 нм)

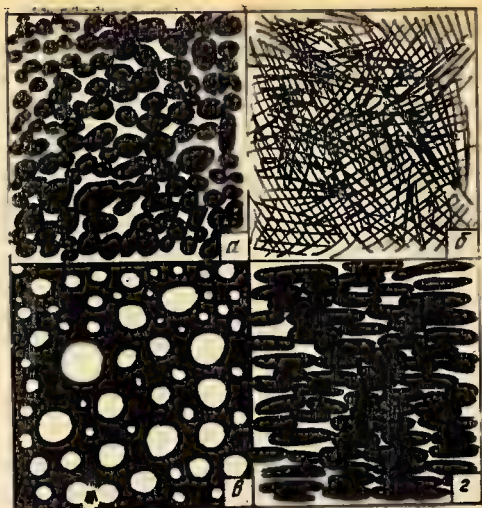


Рис. 20.2. Строение теплоизоляционных материалов

$$P = \frac{v_{\text{пор}}}{v_0} = \frac{\frac{m}{\rho_0} - \frac{m}{\rho}}{\frac{m}{\rho_0}} = 1 - \left(\frac{\rho_0}{\rho} \right),$$

где m — объемная масса материала, кг/м³; ρ_0 — абсолютная плотность, кг/м³; ρ — фактическая плотность, кг/м³.

Поры — сложные, как правило, связанные между собой системы из различных по форме пустот, заполненных той или иной газовой фазой (рис. 20.1). Количество, размеры, характер и форма пор оказывают решающее влияние на основные свойства теплоизоляционных материалов, общая пористость их может достигать 98%.

По структуре [3] теплоизоляционные материалы подразделяются на зернистые, волокнистые, ячеистые (ГОСТ 16881—70) и дополнительно выделенные пластинчатые (рис. 20.2, а—г соответственно).

Зернистое строение имеют сыпучие материалы; измельченная пемза, диатомит, трепел, вспученный перлит и т.д. Волокнистое строение присуще материалам на основе минеральной или стеклянной ваты, базальтового волокна, асбеста и т.д. Ячеистое строение имеют материалы, поры которых распределены более равномерно и имеют очертания, близкие к сферическим: ячеистые бетоны, пенопласты, пеностекло и т.д. Смешанным строением отличаются материалы, в состав которых входят компоненты ячеистого, волокнистого или пластинчатого строения: вермикулитобетонные, совелитовые, асбестомагнезиальные и др. Пластинчатое строение имеют материалы, в состав которых входят слюдяные листочки, как у вспученных: вермикулита, гидробнотита, флогопита и т.д.

Для материалов с развитой пористостью характерен малый коэффициент теплопроводности: в них тепло передается не только через стенки пор, но и через газовую среду, заключенную в порах. При нагревании газа, находящегося в больших порах, значительное количество тепла передается конвекционными потоками, т. е. движением нагретых, ставших менее плотными, расширившихся частей газа. Воздух, заключенный в мелких порах, продолжает оставаться в сравнительно спокойном состоянии при нагревании материала. Вследствие уменьшения передачи тепла конвекцией мелкопористые материалы проводят тепло хуже, чем крупнопористые. Повышение средней температуры, при которой происходит передача тепла от одной поверхности теплоизоляционного слоя к другой, приводит к увеличению коэффициента теплопроводности.

Увлажнение теплоизоляционных материалов также приводит к росту коэффициента теплопроводности, так как у воды он в 25 раз больше, чем у воздуха.

Волокнистые теплоизоляционные материалы имеют более низкие коэффициенты теплопроводности, чем равные им по объемной массе другие материалы, что определяется их структурой.

Температуростойкость — способность материала сохранять неизменными свойства при воздействии высоких или низких температур.

Прочность — способность материалов выдерживать воздействие внешних сил. Прочность теплоизоляционных высокопористых материалов невелика — от 2 до 25 кгс/см², но она должна быть достаточной для складирования, транспортировки и использования материалов в теплоизоляционных конструкциях.

Основные характеристики теплоизоляционных материалов приведены в табл. 20.1.

3. Производство теплоизоляционных работ и контроль их качества [4—5]

Перед началом теплоизоляционных работ изолируемую конструкцию очищают от грязи, мусора, ржавчины. Металл должен быть защищен от коррозии антикоррозионным слоем.

Во избежание увлажнения водяными парами атмосферного воздуха теплоизоляционный материал покрывают пароизоляционным слоем. При этом необходимо избегать увлажнения самого изолируемого элемента.

При производстве теплоизоляционных работ необходимо следить за качеством теплоизоляционных материалов и технологической последовательностью выполнения операций.

Величину изолируемого слоя и изолируемой конструкции проверяют градуированным щупом. Промер выполняют на изолированном участке в ряде мест с точностью

до 1 мм. Результатом принимается среднее арифметическое замеров, проведенных в 6—8 точках проверяемого участка. Объемную массу изоляции определяют путем вырезки образца (по шаблону размером 100×100 мм или по кольцевому шаблону на трубопроводе), взвешивания образца с точностью до 1 г и замера его объема с точностью до 1 мм³. Коэффициент теплопроводности готовой изолируемой поверхности определяют измерением непосредственно на объекте с помощью тепломера или термощупа.

Коэффициент теплопроводности изделий определяют по вырезанной части изоляции с помощью специальных приборов. Для контроля выполненных работ по изоляции в лаборатории ведут журнал, в который заносят дату, влажность и температуру наружного воздуха, состояние погоды, температуру помещения, описывают проверяемую технологическую операцию и результаты контроля.

Сдачу — приемку теплоизоляционных работ можно проводить по завершении отдельных конструктивных элементов (промежуточная сдача) или всей теплоизолируемой конструкции (окончательная сдача).

В случае промежуточной сдачи принимают отдельные виды работ (пароизоляционный слой, рабочий слой изоляции, каркас, штукатурный слой и др.). Окончательная сдача оформляется после завершения всех теплоизоляционных работ на объекте.

При сдаче — приемке теплоизоляционных работ составляется акт. В случае промежуточной сдачи — приемки составляется акт на скрытые работы. Окончательная сдача — приемка производится комиссией, состоящей из представителей заказчика и организации, выполнившей теплоизоляционные работы. В акте указывают объект, на котором проводили тепловую изоляцию, общий и фактический объемы работ, рассматривают отступления от проекта и дают оценку качества выполненных работ. К акту прилагают ведомость переделок и дефектов с указанием сроков их устранения.

Недоделками считаются невыполненные работы: неизолированные участки, участки без внешнего защитного слоя, неустойчиво бандаж, отсутствие разгрузочных устройств и др.

Дефектами считаются нарушения технологических и технических требований: несоответствие толщины и объемной массы теплоизоляционного и покровного слоя, повреждения и нарушения отдельных участков, плохое прилегание изоляции к поверхности, выступы, углубления, трещины.

Заказчик может проверить качество выполненных работ и проведенных тепловых испытаний вырезкой образцов в теплоизолирующей изолируемой конструкции.

Число выполненных работ определяется реальными обмерами устроенной теплоизоляции — защитных покрытий, отделки, штукатурки, оклеенной и окрашенной поверхности.

ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ И ИЗДЕЛИЙ

Теплоизоляционные материалы и изделия	Марка	Максимальная температура приращенения, °С	Объемная масса в сухом состоянии, кг/м ³ , не более	Коэффициент теплопроводности, ккал/(м·ч·°С)	Предел прочности, кгс/см ²		Вид поставки
					при сжатии	при изгибе	
Асбест хризотилковый (ГОСТ 5.1180—71)	7—300	500	300	0,074±0,00014 _{ср}	—	—	В натуральном виде
	7—370	500	370	0,082±0,00014 _{ср}	—	—	То же
	7—450	500	450	0,092±0,00014 _{ср}	—	—	»
	7—520	500	520	0,105±0,00014 _{ср}	—	—	»
	—	600	1000—1300	0,135±0,00012 _{ср}	—	—	Листы размером 900×900, 900×1000 и 1000×1000 мм, толщиной 2—10 мм (>10 мм по требованию потребителя)
Картон асбестовый (ГОСТ 2850—75)	—	—	—	—	—	—	Шнур диаметром 10—55 мм
Шнуры асбестовые (ГОСТ 1779—72)	ШАОН	400	—	0,096±0,00025 _{ср}	—	—	Плиты длиной 1000 и 500 мм, шириной 500 мм, толщиной 40, 50, 80 и 100 мм
Изделия асбестовермикулитовые теплоизоляционные (ГОСТ 13450—68)	250	600	250	0,07±0,0002 _{ср} ^{*2}	—	—	Плиты размером 600×400 мм, толщиной 30, 40 и 50 мм
	300	600	300	0,076±0,0002 _{ср} ^{*2}	—	—	Плиты размером 600×400 мм, толщиной 30, 40 и 50 мм
	350	600	350	0,082±0,0002 _{ср} ^{*2}	—	—	Плиты размером 600×400 мм, толщиной 30, 40 и 50 мм
	МТК	1100	150	0,18 (600°С) 0,23 (800°С) 0,34 (1100°С)	—	—	Маты размером 600×400 мм, 700×500 мм, толщиной 30, 40 и 50 мм
Маты из ваты каoliniнового состава (ТУ 14-8-78—73)	МТКУ	1100	300	0,19 (600°С) 0,25 (800°С) 0,39 (1100°С)	—	—	Маты размером 600×400 мм, 700×500 мм, толщиной 30, 40 и 50 мм

Вата высокоглиноземистая (ТУ 14-8-107—74)	ВГВ-80	110	80*3	0,05*4 (100°C) 0,10*4 (400°C) 0,18*4 (700°C)	— — —	— — —	Рулоны длиной 2000 мм, шириной 400, 600, 800 и 1200 мм, толщиной 10, 20 и 30 мм
Высокоглиноземистый ру- лонный материал из ваты высокоглиноземистой (ТУ 14-8-107—74)	ВГР-150	1150	150	0,05*4 (100°C) 0,10*4 (400°C) 0,18*4 (700°C)	— — —	— — —	То же » »
Диатомитовые изделия (ГОСТ 2694—67)	Д-500	900	421—525	0,09+0,0002t ^{*2} _{ср}	6	—	Кирпичи размером 250× 123×65 и 230×113× 65 мм, блоки размером 500×250 мм, толщиной 65, 100 и 125 мм
Пенодиатомитовые изделия (ГОСТ 2694—67)	Д-600	900	526—630	0,12+0,0002t ^{*2} _{ср}	8	—	—
	ПД-350	900	365	0,07+0,00016t ^{*2} _{ср}	6	—	—
	ПД-400	900	365—420	0,08+0,00016t ^{*2} _{ср}	8	—	—
Диатомитовая крошка обожженная (ТУ 36-888— 77)	500	900	500	0,0095+0,00015t ^{*2} _{ср}	—	—	—
	600	900	600	0,01+0,0002t ^{*2} _{ср}	—	—	—
Известково-кремнеземистые изделия (МРТУ 34-4601— 68)	—	600	225	0,056+0,00013t ^{*2} _{ср}	3	—	Плиты размером 1000× 500 мм, толщиной 105 и 50 мм
Маты минераловатные про- шивные на металлической сетке (ГОСТ 21880—76)	75	600	50—75	0,058+0,00018t ^{*2} _{ср}	—	—	Маты длиной 1000— 2500 мм, шириной 500— 2500 мм, толщиной 40— 120 мм с интервалом 10 мм
	100	600	76—100	0,058+0,00018t ^{*2} _{ср}	—	—	—

Теплоизоляционные материалы и изделия	Марка	Максимальная температура при применении, °С	Объемная масса в сухом состоянии, кг/м³, не более	Коэффициент теплопроводности, ккал/(м·ч·°С)	Предел прочности, кгс/см²		Вид поставки
					при сжатии	при изгибе	
Маты прошивные из минеральной ваты ВФ-75 на металлической сетке (ТУ 21-24-51—73)	МП/С	600	100	0,04±0,00018 ^{*2} _{ср}	—	—	»
Изделия теплоизоляционные вулканистые (ГОСТ 10179—74)	350 400	600 600	350 400	0,67±0,00016 ^{*2} _{ср} 0,70±0,00016 ^{*2} _{ср}	— —	— —	Плиты размером 500×170 мм, толщиной 30, 40 и 60 мм
Перлитофосфатевые плиты (ТУ 480-1-15—73)	200 225 250 275 300 75—500	600 600 600 600 600 900	200 225 250 275 300 75—500	0,0055±0,00014 (<i>t</i> _{ср} —25) ^{*2} 0,006±0,00014 (<i>t</i> _{ср} —25) ^{*2} 0,0065±0,00014 (<i>t</i> _{ср} —25) ^{*2} 0,0070±0,00014 (<i>t</i> _{ср} —25) ^{*2} 0,0075±0,00014 (<i>t</i> _{ср} —25) ^{*2}	— — — — — —	2 2,5 3 3,5 4	Плиты длиной 1000 и 500 мм, шириной 500 мм и толщиной 50, 60, 70, 80, 90 и 100 мм
Перлитовый песок вспученный (ГОСТ 10832—75 ^{*1})				—	—	—	Крупность зерен 0,14—5 мм
Перлитовый щебень вспученный (ГОСТ 10832—74) ^{*1}	300 400 500 600	900 900 900 900	<300 301—400 401—500 501—600	— — — —	5—8,9 7—11,9 9—11,9 12—14,9	— — — —	Выпускают двух фракций: 5—10 и 10—20 мм
Перлитовые изделия на керамической связке — перлитокерамические (ГОСТ 21521—76)	250 300 350 400	875 875 875 875	250 300 350 400	0,065±0,00016 0,076±0,00016 0,080±0,00016 0,090±0,00016	4 7 9 12	— — — —	Плиты размером 500×500, 500×250 и 250×250 мм, толщиной 50, 60, 75 и 80 мм; кирпич размером 250×113×65 мм

^{*1} При объемной массе 1000 кг/м³.^{*2} В конструкции.^{*3} При удельной нагрузке 0,02 кгс/см².^{*4} При объемной массе 100—150 кг/м³.

1. Элеваторы [2—6]

Наиболее широкое распространение получили стальные элеваторы типа ВТИ Мосэнерго. Диаметр сопла элеватора, мм, рассчитывают по формуле

$$d_c = \frac{10d_r}{\sqrt{\frac{0,78}{G_{\text{пр}}^2} (1+q)^2 d_r^4 + 0,61(1+q)^2 - 0,4q^2}},$$

где d_r — диаметр горловины элеватора, см; q — расчетный коэффициент смещения элеватора; $G_{\text{пр}}$ — приведенный расход смешанной воды, т/ч.

Диаметр горловины элеватора, см, определяют по формуле: $d_r = 0,874 \sqrt{G_{\text{пр}}}$.

Коэффициент смещения элеватора: $q = [(T_1 - t_1)/(t_1 - t_2)] 1,15$, где T_1 — температура горячей воды в тепловой сети, °C; t_1 и t_2 — температура соответственно горячей и оборотной воды в местной системе отопления, °C. 1,15 — коэффициент запаса.

Приведенный расход смешанной воды, т/ч, равен:

$$G_{\text{пр}} = \frac{G_{\text{см}}}{\sqrt{H_2}} = \frac{Q_0}{\sqrt{H_2} (t_1 - t_2) C \cdot 1000},$$

где Q_0 — расход тепла в местной системе отопления, ккал/ч; H_2 — гидравлическое сопротивление местной системы отопления, м вод. ст.; C — теплоемкость воды, принимаемая равной 1 ккал/(л·°C); для упрощения расчетов в дальнейшем опускается.

При заданной разности давлений перед элеватором диаметр сопла, см, определяют по формуле: $d_c = \sqrt[4]{0,64 G_{\text{т}}^2 / H_1}$, где $G_{\text{т}}$ — расход эжектирующей воды из теплофикационной сети, т/ч; H_1 — разность давлений перед элеватором, м вод. ст.

Расход эжектирующей воды, т/ч: $G_{\text{т}} = Q_0 / [(T_1 - T_2) 1000]$, где T_2 — температура оборотной воды в тепловой сети, °C. При заданных величинах $G_{\text{т}}$ и d_c разность давлений перед элеватором, м вод. ст., определяют по формуле: $H_1 = 0,64 G_{\text{т}}^2 / d_c^4$.

Подбор элеватора обычно производят по номограммам, приведенным на рис. 21.1—21.3. Номограмму на рис. 21.3 используют при $H_1 \leq 20$ м вод. ст.

2. Скоростные водоводяные подогреватели [1,5—7]

Для тепловых вводов, как правило, применяют скоростные водоводяные подогреватели с плотным трубным пучком и малой площадью межтрубного пространства.

В настоящее время подогреватели изготавливают по отраслевым нормам МВН 2052—62 Мосэнерго. Подогреватели выпускают с длиной секции 2 и 4 м. Корпус стальной, трубы латунные диаметром 16/14 мм.

Подогреватели, включаемые в тепловую сеть по параллельной схеме. Тепловой расчет. Исходные данные: Q — расчетный расход тепла, ккал/ч; T_1 — температура греющей воды на входе в подогреватель, °C; T_2 — температура на выходе из подогревателя, °C; t_1 — температура нагреваемой (местной) воды на выходе из подогревателя, °C; t_2 — температура нагреваемой воды на входе в подогреватель, °C; $D_{\text{в}}$ — внутренний диаметр корпуса подогревателя, м; $d_{\text{н}}$ и $d_{\text{в}}$ — наружный и внутренний диаметры трубок, м; z — число трубок в живом сечении подогревателя; $f_{\text{тр}}$ — площадь живого сечения трубок, м²; $f_{\text{тр}} = 0,785 d_{\text{в}}^2 z$; $f_{\text{мт}}$ — площадь сечения межтрубного пространства, м²; $f_{\text{мт}} = 0,785 (D_{\text{в}}^2 - z d_{\text{н}}^2)$; $d_{\text{эвк}}$ — эквивалентный диаметр межтрубного пространства, м; $d_{\text{эвк}} = (D_{\text{в}}^2 - z d_{\text{н}}^2) / (D_{\text{в}} + z d_{\text{н}})$.

Нагреваемая вода проходит по трубкам, греющая — в межтрубном пространстве. Порядок расчета следующий:

1) расход греющей воды, т/ч:

$$G_{\text{т}} = Q / [(T_1 - T_2) 1000];$$

2) расход нагреваемой воды, т/ч:

$$G_{\text{м}} = Q / [(t_1 - t_2) 1000];$$

3) задавшись ориентировочно типом и номером подогревателя с диаметром корпуса $D_{\text{в}}$, находят: скорость греющей воды в межтрубном пространстве, м/с: $w_{\text{мт}} = G_{\text{т}} / 3600 f_{\text{мт}}$; скорость нагреваемой воды в трубках, м/с: $w_{\text{тр}} = G_{\text{м}} / 3600 f_{\text{тр}}$;

4) средняя температура греющей воды, °C: $T = 0,5 (T_1 + T_2)$;

5) средняя температура нагреваемой воды, °C: $t = 0,5 (t_1 + t_2)$;

6) коэффициент теплоперехода от греющей воды, проходящей в межтрубном пространстве, к стенкам трубок, ккал/(м²·ч·°C):

$$\alpha_2 = (1400 + 18T - 0,035T^2) \{w_{\text{мт}}^{0,8} / d_{\text{эвк}}^{0,2}\};$$

7) коэффициент теплоперехода от стенок трубок к нагреваемой воде, проходящей по

трубкам, ккал/(м²·ч·°C): $\alpha_1 = (1400 + 18t - 0,035t^2) (w_{в.р}^{0,3} / d_B^{0,2})$; вспомогательные величины принимают по номограмме (рис. 21.4);

8) коэффициент теплопередачи, ккал/(м²·ч·°C):

$$K = \frac{1}{1/\alpha_1 + 1/\alpha_2 + \delta_{ст}/\lambda_{ст}};$$

при латунных трубках диаметром 16/14 мм $\delta_{ст}/\lambda_{ст} = 0,000011$;

9) среднелогарифмическая разность температур в подогревателе, °C:

$$\Delta t_{ср} = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{2,3 \lg (T_1 - t_1 / T_2 - t_2)};$$

10) площадь поверхности нагрева подогревателя, м²:

$$F = Q / (\mu K \Delta t_{ср}),$$

где μ — коэффициент, учитывающий накипь и загрязнение трубок; для чистых латунных и стальных, начищенных до блеска, он равен 1; для латунных трубок: работающих при условии прямоточного водоснабжения на чистой воде, 0,8—0,85; при условии оборотного водоснабжения или на химически очищенной воде 0,75—0,8; на загрязненной воде при возможном образовании минеральных и органических отложений 0,65—0,75 для стальных, покрытых тонким слоем окислов или накипи, 0,67—0,7;

11) активная длина секций подогревателя, м: $l = 0,318F / d_{ср} z$, где $d_{ср} = 0,5(d_n - d_o)$;

12) число секций подогревателя при длине 4 м: $n = l / 4$.

Гидравлический расчет. Потери давления в подогревателях, кгс/м², слага-

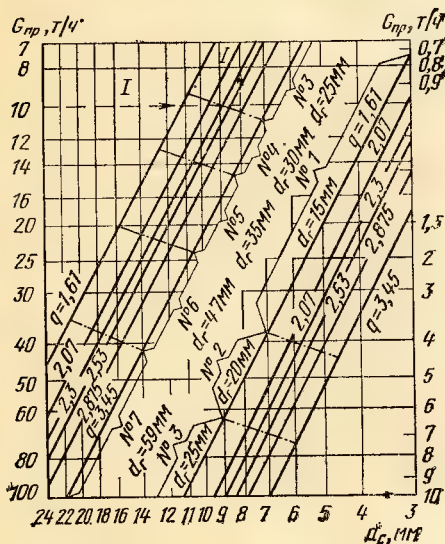


Рис. 21.1. Номограмма для подбора элеватора (№ 1-7)

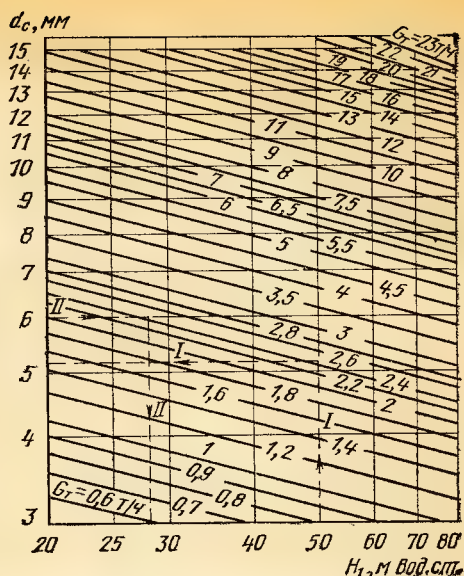


Рис. 21.2. Номограмма для определения диаметра сопла d_c по разности давлений перед элеватором H_1 и расходу эжектирующей воды G_T

ющиеся из потерь на трение и потерь в местных сопротивлениях, определяют по формуле

$$\Delta p = \lambda l / d (w^2 / 2g) \rho + \sum \xi (w^2 / 2g) \rho,$$

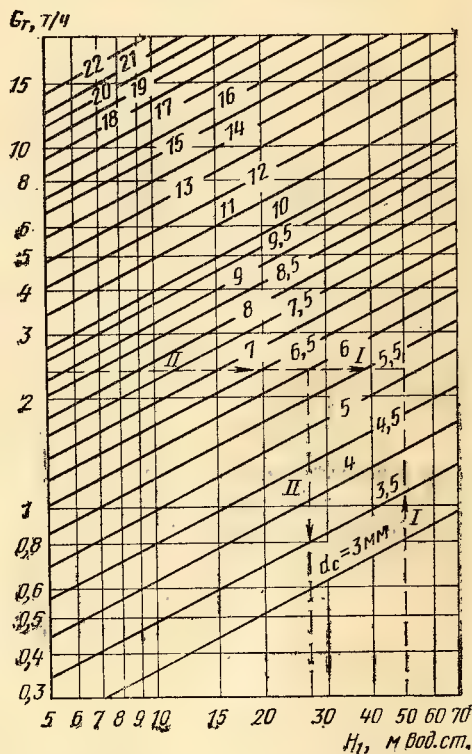


Рис. 21.3. Номограмма для определения давления перед элеватором

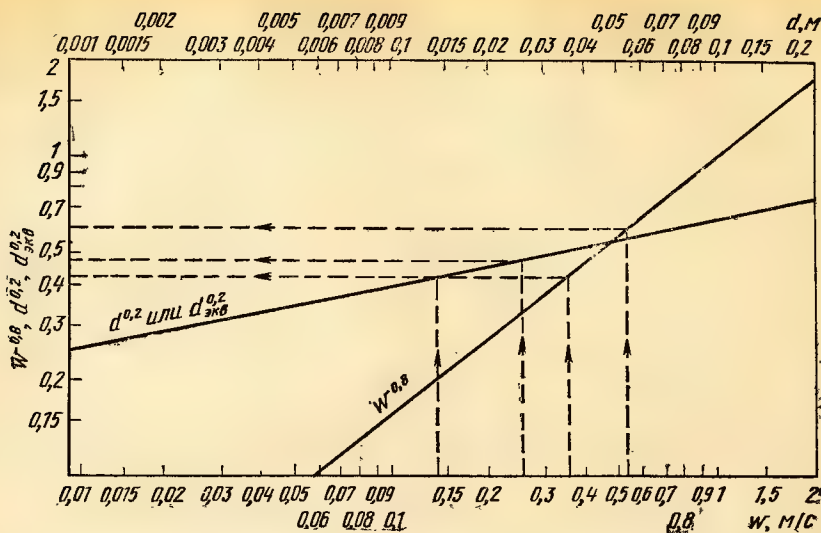


Рис. 21.4. Номограмма для определения вспомогательных величин при вычислении коэффициента теплопередачи K

где λ — коэффициент трения, $\lambda=0,03$;
 l — длина пути воды, м; w — скорость движения воды, м/с; ρ — плотность воды, кг/м³; d — внутренний или эквивалентный диаметр, м; g — ускорение свободного падения, м/с²; $\Sigma \zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений.

Потери давления, кгс/м², на одну секцию длиной 4 м определяют по формулам:

в трубах $\Delta p_{\text{тр}} = 530 w_{\text{тр}}^2$;

в межтрубном пространстве $\Delta p_{\text{мт}} = 1100 w_{\text{мт}}^2$, где $w_{\text{тр}}$ и $w_{\text{мт}}$ — скорости дви-

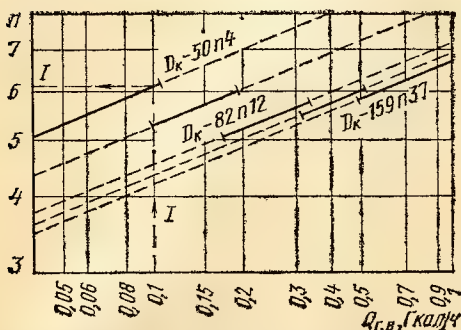


Рис. 21.5. Номограмма для подбора водоводяных подогревателей горячего водоснабжения, включаемых по параллельной схеме [$\Delta t = (70 \div 30)^\circ\text{C}$ для греющей воды и $\Delta t = (60 \div 5)^\circ\text{C}$ для нагреваемой воды, которая проходит по трубкам]; $Q_{\text{г.в.}}$ — расчетная нагрузка на горячее водоснабжение

жения воды соответственно в трубах и межтрубном пространстве.

Расчет подогревателей, включаемых в тепловую сеть по параллельной схеме, можно производить также по номограммам, приведенным на рис. 21.5 и 21.6.

$\Delta h_{\text{м.с.}}, \text{мм вод. ст.}$

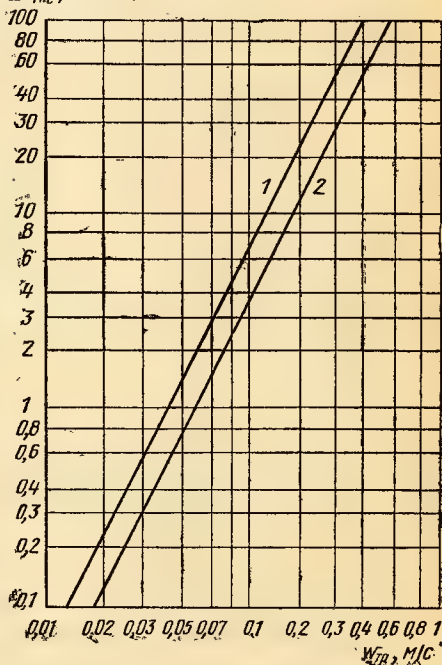


Рис. 21.6. Номограмма для определения потерь давления в местных сопротивлениях пароводяных подогревателей $\Delta h_{\text{м.с.}}$:
 1 — четырехходового; 2 — двухходового и емкостного «Энергия»

3. Скоростные пароводяные подогреватели [1,5—7]

Тепловой расчет. Исходные данные:
 Q — расчетный расход тепла, ккал/ч; p — давление насыщенного пара, кгс/см²; $T_{\text{в}}$ —

температура насыщенного пара, °C; t_1 — температура нагреваемой воды на выходе из подогревателя, °C; t_2 — то же, на входе в подогреватель, °C; D_v — внутренний диаметр корпуса подогревателя, м; d_n и d_v — наружный и внутренний диаметры трубок, м; z — число трубок в живом сечении одного хода по воде; $f_{тр}$ — площадь живого сечения трубок, м²; $f_{тр} = 0,785 d_v^2 z$; m — приведенное число трубок в вертикальном ряду.

Диаметры и число трубок принимают по расчетным таблицам подогревателей.

Порядок расчета следующий:

- 1) расход нагреваемой воды, т/ч: $G_m = Q / [(t_1 - t_2) 1000]$;
- 2) скорость нагреваемой воды в трубках, м/с: $w_{тр} = G_m / 3600 f_{тр}$;
- 3) средняя температура нагреваемой воды, °C: $t = 0,5 (t_1 + t_2)$;
- 4) средняя температура стенки, °C: $t_{ст} = 0,5 (t + T_n)$;
- 5) средняя температура конденсата на поверхности трубок, °C: $\tau = 0,5 (T_n + t_{ст})$;
- 6) коэффициент теплоперевода от пара к стенкам трубок, расположенных горизонтально, ккал/(м²·ч·°C):

$$\alpha_1 = \frac{0,77 (5500 + 65\tau - 0,2\tau^2)}{\sqrt[4]{(T_n - t_{ст}) m d_n}};$$

для подогревателей с вертикальными трубками

$$\alpha_1 = \frac{5500 + 65\tau - 0,2\tau^2}{\sqrt[4]{(T_n - t_{ст}) h}},$$

где h — расчетная высота трубок подогревателя, м;

7) коэффициент теплоперевода от стенок трубок к нагреваемой воде, ккал/(м²·ч·°C):

$$\alpha_2 = (1400 + 18t - 0,035t^2) \left(\omega_{тр}^{0,8} / d_v^{0,2} \right);$$

8) коэффициент теплопередачи, ккал/(м²·ч·°C):

$$K = \frac{1}{1/\alpha_1 + 1/\alpha_2 + \delta_{ст}/\lambda_{ст}},$$

где $\delta_{ст}$ — толщина стенки трубки, м; $\lambda_{ст}$ — коэффициент теплопроводности для латуни; $\lambda = 90$ ккал/(м²·ч·°C) (при латунных трубках $\delta_{ст}/\lambda_{ст} = 0,000011$);

9) средняя логарифмическая разность температур в подогревателе, °C:

$$\Delta t_{ср} = \frac{(T_n - t_2) - (T_n - t_1)}{2,3 \lg (T_n - t_2 / T_n - t_1)};$$

10) площадь поверхности нагрева подогревателя, м²:

$$F = Q / (\mu K \Delta t_{ср}).$$

Ориентировочный расчет пароводяных подогревателей для приготовления воды с наиболее распространенными параметрами можно производить также по графикам, приведенным в альбоме «Водоподогреватели».

Гидравлический расчет. Величину потерь давления на трение, мм вод. ст., в трубках и в местных сопротивлениях оп-

ределяют по формуле $\Delta h = Rlp + \Delta h_{м.с.}$, где R — удельные потери давления на трение, мм вод. ст./м; l — длина секции, м; p — число ходов; $\Delta h_{м.с.}$ — потери давления в местных сопротивлениях.

Величину Rl определяют обычным путем, в $\Delta h_{м.с.}$ — по номограмме рис. 21.6.

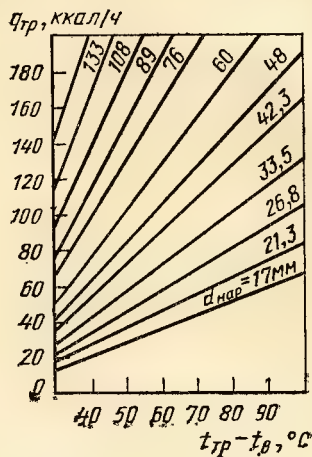


Рис. 21.7. Кривые для определения теплопередачи 1 м вертикальных гладких труб различных диаметров

4. Теплопередача в отопительных приборах [3,5,6]

Нагревательная поверхность отопительных приборов согласно нормам измеряется и указывается в проектах в эквивалентных квадратных метрах (в данном разделе — в квадратных метрах)*. Тепловой поток, передаваемый через нагревательную поверхность приборов, зависит от коэффициента теплопередачи $K_{пр}$, ккал/(ч·м²·°C), определяемого по формулам:

при теплоносителе — паре $K_{пр} = m \Delta t^n$;

при теплоносителе — воде:

для радиаторов секционных и панельных колончатых

$$K_{пр} = m \Delta t_{ср}^n (G_{отн} / F_p)^p;$$

для остальных отопительных приборов

$$K_{пр} = m \Delta t_{ср}^n G_{отн}^p,$$

где $\Delta t = t_{нас} - t_{в}$ — разность между температурой насыщенного пара в приборе и температурой окружающего воздуха $t_{в}$, °C; $\Delta t_{ср} = t_{ср} - t_{в}$ — разность между средней температурой воды $t_{ср}$ в приборе и $t_{в}$, °C; m, n, p — экспериментальные численные показатели; F_p — расчетная площадь нагревательной поверхности радиатора, м²; $G_{отн}$ — относительный расход воды в приборе; для радиаторов секционных и панельных колончатых $G_{отн} = G/17,4$; для конвекторов типа

* Один эквивалентный квадратный метр площади нагревательной поверхности отдает в 1 ч 445 ккал (506 Вт) тепла при разности средней температуры теплоносителя и воздуха 64,5 °C.

КП и «Прогресс» $G_{отн} = G/35$; для остальных отопительных приборов $G_{отн} = G/300$. Здесь G действительный расход воды в приборе, кг/ч.

Плотность теплового потока на 1 м^2 площади нагревательной поверхности приборов q_s , ккал/(ч·м²), определяют по формуле: $q_s = K_{пр} \Delta t$.

В частности, при теплоносителе — паре $q_s = m \Delta t^{1+n}$; при теплоносителе — воде:

для радиаторов секционных и панельных колончатых

ТАБЛИЦА 21.1

СХЕМЫ ПРИСОЕДИНЕНИЯ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ К ТРУБАМ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

№ схемы	Радиатор чугунный или стальной колончатый	Конвекторы типа КП, ЛТ-10, «Прогресс», «Аккорд», ребристые и гладкие трубы	Конвектор «Комфорт»
1			
2			
3			
4			
5			
6			
7			
8			
9			

$$q_s = (m_1 / \Phi F_p^p) \Delta t_{ср}^{1+n};$$

для остальных отопительных приборов

$$q_s = (m_1 / \Phi) \Delta t_{ср}^{1+n},$$

где Φ — поправочный коэффициент, учитывающий расход воды и схему присоединения отопительного прибора (табл. 21.1); Φ определяют по формуле: $\Phi = m_1 / (m G_{отн}^p)$, где m_1 — одно из экспериментальных значений коэффициента m , принятое за базовое для различных схем присоединения какого-либо прибора (табл. 21.2).

Средняя температура воды в отопительном приборе, присоединенном к стояку: двухтрубному

$$t_{ср} = 0,5 (t_p - \Sigma \Delta t_M + t_o);$$

однотрубному

$$t_{ср} = \frac{\Sigma Q_n + \Sigma Q_{тр} + (0,5/\alpha) Q_n}{G_{ср}},$$

где t_T — расчетная температура горячей воды, °C; t_o — расчетная температура обратной воды в системе, °C; $\Sigma \Delta t_M$ — суммарное понижение температуры воды в подающей магистрали, которое определяют ориентировочно из следующих соотношений понижения температуры воды и условных диаметров теплоизолированной магистрали насосной системы отопления на протяжении 10 м:

d_y , мм . . .	25—32	40	50	76×3
Δt_M , °C . . .	0,4	0,4	0,3	0,2

Продолжение

d_y , мм . . .	89×3,5	108×4	133×4	159×5
Δt_M , °C . . .	0,2	0,2	0,1	0,1

ΣQ_n — сумма расчетных тепловых нагрузок приборов, расположенных по направлению движения воды в стояке до рассматриваемого отопительного прибора, ккал/ч; $\Sigma Q_{тр}$ — сумма дополнительных потерь тепла трубами и приборами через ограждающие конструкции до рассматриваемого помещения (для одного этаже-стояка: открыто проложенного $Q_{тр} = 100$ ккал/ч; скрытого в борозде наружной стены $Q_{тр} = 200$ ккал/ч; изолированного в борозде $Q_{тр} = 150$ ккал/ч); Q_n — расчетное количество тепла, приходящееся на нагревательную поверхность в рассматриваемом помещении, ккал/ч; α — коэффициент затекания воды в данный прибор, равный отношению расхода воды в приборе к расходу воды в стояке; для любых приборов при узле с трехходовым краном, а также для радиаторов секционных и панельных колончатых с унифицированными приборными узлами ($d_{з.у} = d_{с.т} = 15$ или 20 мм) значения α представлены в табл. 21.3, для других отопительных приборов при узле с замыкающим участком их можно определить по рис. 21.8; $G_{ср}$ — расчетный расход воды в стояке, кг/ч.

Формулы для определения плотности теплового потока на 1 м^2 площади нагревательной поверхности открыто установленных у наружного ограждения неокрашен-

ТАБЛИЦА 21.2

ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА m ДЛЯ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

Вид и тип отопительного прибора	Номер схемы присоединения								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Конвектор:									
15КП	2,86	2,78	2,69	2,6	2,74	2,66	2,57	—	—
20КП	2,71	2,62	2,54	2,46	2,45	2,45	2,3	—	—
ЛТ-10	1,94	1,89	1,82	1,77	1,82	1,78	1,7	—	—
«Прогресс-15»	—	1,73	—	1,5	1,63	—	1,65	1,54	1,39
«Прогресс-20»	—	3,48	—	3,02	3,3	—	2,98	3,08	2,78
«Аккорд»	—	2,93	—	2,53	2,76	—	2,49	2,57	2,32
«Комфорт»	1,57	1,6	1,54	—	1,44	—	1,49	—	1,51
«Комфорт 20» при G , кг/ч:									
<100	1,95	2,0	1,91	1,85	—	—	—	—	—
100—300	1,58	1,6	1,54	1,42	—	—	—	—	—
Ребристые трубы чугунные									
Гладкотрубные приборы при d_y , мм:	1,94	1,75	1,58	—	—	—	—	—	—
32	1,78	1,62	1,65	1,65	—	—	—	—	—
40—100	1,58	1,35	1,35	1,35	—	—	—	—	—

ных отопительных приборов приведены в табл. 21.4. По этим формулам находят полезную теплопередачу, равную 95% полной (дополнительные теплотери, связанные с

гладкой поверхностью и практически не влияет, если у них ребристая поверхность:

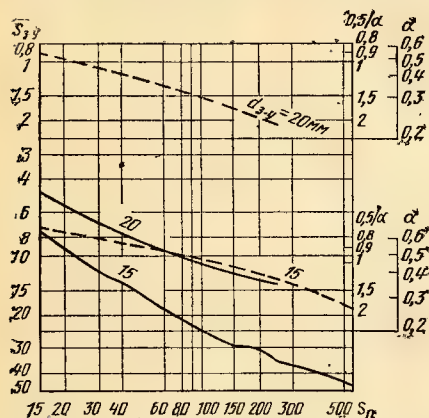


Рис. 21.8. Кривые для определения коэффициента затекания (пунктирные линии) и характеристики сопротивления (сплошные линии) приборного узла со смещенным замыкающим участком в вертикальной однетрубной системе отопления; $d_{з.у}$ — диаметр замыкающего участка

установкой прибора у наружного ограждения, приняты равными 5% полной теплопередачи приборов).

На теплопередачу отопительного прибора влияют также место установки в помещении, конструкция декоративного ограждения, состав и цвет окраски, а при теплоносителе — воде еще и схема присоединения к трубам и движения воды в приборе (см. формулы к табл. 21.4). Окраска заметно влияет на теплопередачу отопительных приборов с

гладкой поверхностью и практически не влияет, если у них ребристая поверхность:

Рadiator	Состав и цвет краски, изменяется	Изменение теплопередачи прибора, %
Чугунный Секционный	Цинковые белила	+2,2
	Терракотовая краска, растворенная в бензине (матовая поверхность)	+0,9
	То же, на натуральной олифе (блестящая поверхность)	—1,7
	Алюминисвая краска, растворенная в нитролаке	—8,5
Стальной нелый	То же	—13

5. Расчет площади нагревательной поверхности отопительного прибора [5—7]

Общую площадь нагревательной поверхности (отопительных приборов и труб) для отопления помещения (F_n , m^2) находят по формуле

$$F_n = (Q_n/q_d) \beta_1, \quad (21.1)$$

где β_1 — поправочный коэффициент, учитывающий охлаждение воды в двухтрубном стояке; его определяют по табл. 21.5 (при паровом или однетрубном водяном стояке $\beta_1=1$). Тепловая нагрузка Q_n в формуле (21.1) уменьшается при наличии в помещении, кроме стояка, транзитного теплопровода, полезная теплопередача которого составляет $0,95 q_{тр} l$ (где l — длина трубы, м). Теплопередачу 1 м неизолированной вертикальной трубы $q_{тр}$ определяют по рис. 21.7.

ТАБЛИЦА 21.3

КОЭФФИЦИЕНТЫ ЗАТЕКАНИЯ α И ЗНАЧЕНИЯ $0,5/\alpha$ ДЛЯ УЗЛОВ
С СЕКЦИОННЫМИ И ПАНЕЛЬНЫМИ КОЛОНЧАТЫМИ РАДИАТОРАМИ

Узел с краном	Присоединение	Подводка с замы- кающим участком	α	$0,5/\alpha$
Трехходовым	Одностороннее	—	1	0,5
	Двустороннее	—	0,5	1
Проходным	Одностороннее	Смещенным*	0,5	1
		Осевым	0,53	1,5
	Двустороннее	Смещенным	0,2	2,5
		Осевым	0,17	3

* При подводках с утками для этого узла $\alpha=0,33$ и $0,5/\alpha=1,5$.

ТАБЛИЦА 21.4

РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ ПЛОТНОСТИ ТЕПЛОВОГО ПОТОКА
НА 1 м² НАГРЕВАТЕЛЬНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

Вид и тип отопительного прибора	Расчетная формула	
	$K_{пр}$, ккал/(ч · м ² · °С)	q_0 , ккал/(ч · м ²)
Радиаторы чугунные секционные и стальные штампованные панельные колончатые при*1 $G_{отн}/F_p$: ≤ 7 > 7	$1,79\Delta t_{ср}^{0,32} G_{отн}^{0,03}$	$\frac{1,89}{\varphi} \Delta t_{ср}^{1,32}$
	$3,28\Delta t_{ср}^{0,15} G_{отн}^{0,08}$	$\frac{3,85}{\varphi} \Delta t_{ср}^{1,15}$
	$1,98\Delta t_{ср}^{0,24} G_{отн}^{0,07}$	$\frac{2,27}{\varphi} \Delta t_{ср}^{1,24}$
	$1,89\Delta t_{ср}^{0,32}$	$1,89\Delta t_{ср}^{1,32}$
	$3,85\Delta t_{ср}^{0,15}$	$3,85\Delta t_{ср}^{1,15}$
	$2,27\Delta t_{ср}^{0,24}$	$2,27\Delta t_{ср}^{1,24}$
Радиаторы стальные штампованные панельные змеевниковые*2 при G , кг/ч: ≤ 300 > 300	$2,3\Delta t_{ср}^{0,32} \left(\frac{G}{300}\right)^{0,1}$	$\frac{1,9}{\varphi} \Delta t_{ср}^{1,32}$
	$2,3\Delta t_{ср}^{0,32}$	
То же, листотрубные*2	$3,04\Delta t_{ср}^{0,2} \left(\frac{G}{300}\right)^{0,08}$	$\frac{2,9}{\varphi} \Delta t_{ср}^{1,2}$
Конвекторы плинтусные стальные без ко- жуха*3: 15КП	$m\Delta t_{ср}^{0,206} \left(\frac{G}{35}\right)^{0,028}$	$\frac{2,6}{\varphi} \Delta t_{ср}^{1,206}$
	$m\Delta t_{ср}^{0,214} \left(\frac{G}{35}\right)^{0,074}$	$\frac{2,11}{\varphi} \Delta t_{ср}^{1,214}$
Конвекторы плинтусные чугунные ЛТ-10 (при многорядной установке расстояние между осями каналов 200 мм) Ребристые трубы чугунные*2	$m\Delta t_{ср}^{0,3} \left(\frac{G}{300}\right)^{0,045}$	$\frac{1,75}{\varphi} \Delta t_{ср}^{1,3}$
	$m\Delta t_{ср}^{0,3} \left(\frac{G}{35}\right)^{0,01}$	$\frac{1,75}{\varphi} \Delta t_{ср}^{1,3}$
Конвекторы низкие стальные двухтрубные: «Прогресс-15»	$m\Delta t_{ср}^{0,32} \left(\frac{G}{35}\right)^{0,061}$	$\frac{1,9}{\varphi} \Delta t_{ср}^{1,32}$

Вид и тип отопительного прибора	Расчетная формула	
	$K_{\text{пр}}$, ккал/(ч·м²·°С)	$q_{\text{э}}$, ккал/(ч·м²)
Конвекторы низкие стальные двухтрубные: «Прогресс-20»	$m\Delta t_{\text{ср}}^{0,14} \left(\frac{G}{35} \right)^{0,07}$	$\frac{2,96}{\varphi} \Delta t_{\text{ср}}^{1,14}$
Конвекторы низкие стальные двухтрубные «Аккорд» при G , кг/ч: ≤ 300	$m\Delta t_{\text{ср}}^{0,2} \left(\frac{G}{300} \right)^{0,045}$	
> 300	$m\Delta t_{\text{ср}}^{0,2}$	$\frac{2,9}{\varphi} \Delta t_{\text{ср}}^{1,2}$
Конвекторы типа «Комфорт» с кожухом при G , кг/ч, ≤ 300 и шаге пластин, мм: 5	$m\Delta t_{\text{ср}}^{0,35} \left(\frac{G}{300} \right)^{0,12}$	$\frac{1,6}{\varphi} \Delta t_{\text{ср}}^{1,35}$
7,5	$m\Delta t_{\text{ср}}^{0,35} \left(\frac{G}{300} \right)^{0,08}$	$\frac{1,6}{\varphi} \Delta t_{\text{ср}}^{1,35}$
10	$m\Delta t_{\text{ср}}^{0,35} \left(\frac{G}{300} \right)^{0,045}$	
> 300	$m\Delta t_{\text{ср}}^{0,35}$	
Конвекторы «Комфорт-20» с кожухом при G , кг/ч: < 100	$m\Delta t_{\text{ср}}^{0,35} \left(\frac{G}{300} \right)^{0,34}$	$\frac{1,6}{\varphi} \Delta t_{\text{ср}}^{1,35}$
100—300	$m\Delta t_{\text{ср}}^{0,35} \left(\frac{G}{300} \right)^{0,15}$	
Гладкотрубные приборы	$m\Delta t_{\text{ср}}^{0,32}$	$\frac{1,9}{\varphi} \Delta t_{\text{ср}}^{1,32}$

*1 Формулы справедливы соответственно для схем № 1—3 согласно табл. 21.1.

*2 Формулы предварительные.

*3 Для конвекторов типа КП и «Прогресс» уравнения коэффициента теплопередачи отнесены к 1 м² физической поверхности приборов, поэтому значения m , помещенные в таблице, определены пересчетом по формуле: $m = m_{\text{м}^2} 35^P / K_{\text{пер}}$, где $m_{\text{м}^2}$ — численное значение m в уравнении коэффициента теплопередачи, отнесенное к 1 м²; 35 — расход воды в приборе при испытании (17,4×2 ≈ 35 кг/ч); $K_{\text{пер}}$ — коэффициент пересчета нагревательной поверхности прибора с 1 м² на 1 экм по данным завода-изготовителя.

ТАБЛИЦА 21.5

КОЭФФИЦИЕНТ β_1 , УЧИТЫВАЮЩИЙ
ОХЛАЖДЕНИЕ ВОДЫ В ДВУХТРУБНЫХ
СТОЯКАХ НАСОСНЫХ СИСТЕМ
ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Число этажей в здании	β_1 для рассчитываемого отопительного прибора на этаже					
	1-м	2-м	3-м	4-м	5-м	6-м
Скрытая прокладка труб без изоляции						
Системы с верхней разводкой						
2	1,05	1	—	—	—	—
3	1,05	1,04	1	—	—	—
Системы с нижней разводкой						
2	1	1,03	—	—	—	—
3	1	1	1,03	—	—	—
4	1	1	1,03	1,05	—	—
5	1	1	1,03	1,03	1,05	—
6	1	1	1	1,03	1,03	1,05

Продолжение табл. 21.5

Число этажей в здании	β_1 для рассчитываемого отопительного прибора на этаже					
	1-м	2-м	3-м	4-м	5-м	6-м

Открытая прокладка труб

Системы с верхней разводкой

2	1,05	1	—	—	—	—
3	1,05	1,03	1	—	—	—

Системы с нижней разводкой

2	1	1,05	—	—	—	—
3	1	1	1,05	—	—	—
4	1	1	1,05	1,1	—	—
5	1	1	1,05	1,05	1,1	—
6	1	1	1	1,05	1,05	1,1

Примечания: 1. При тепловой изоляции труб $\beta_1 = 1$.

2. При естественной циркуляции воды определяют действительное охлаждение воды в трубах.

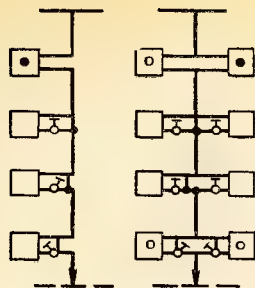


Рис. 21.9. Вертикальные однострунные стояки системы отопления с верхней разводкой

Расчетную площадь нагревательной поверхности отопительного прибора (F_p , m^2) определяют по формулам:

для радиаторов секционных и панельных колончатых при $G_{отн}/F_p \leq 7$ $F_p = F_z^{1+p} - F_{тр}$; для радиаторов при $G_{отн}/F_p > 7$ и для остальных отопительных приборов $F_p =$

$= F_z - F_{тр}$, где $F_{тр}$ — площадь нагревательной поверхности вертикальных и горизонтальных участков стояка, открыто проложенного в помещении $F_{тр} = f_v l_v + f_g l_g$. Здесь l_v и l_g — длина вертикальных и горизонтальных труб; f_v и f_g — площадь нагревательной поверхности, выражающая среднюю величину полезной теплопередачи в помещение 1 м вертикальных и горизонтальных труб:

d_v , мм	15	20	25
f_v , $экм/м$	0,1	0,125	0,155
f_g , $экм/м$	0,13	0,16	0,195

6. Определение размера и числа приборов [6]

Размер каждого прибора и число отопительных приборов, подлежащих установке в помещении, определяют по следующим формулам.

1. Для радиаторов чугунных секционных находят минимальное число секций при допустимом уменьшении площади нагрева-

ТАБЛИЦА 21.6

КОЭФФИЦИЕНТ β_z , УЧИТЫВАЮЩИЙ СПОСОБ УСТАНОВКИ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

Эскиз установки	Способ установки прибора	A , мм	β_z
	У стены без ниши и перекрыт доской в виде полки	40	1,05
		80	1,03
		100	1,02
	В стенной нише	40	1,11
		80	1,07
		100	1,06
	У стены без ниши и закрыт деревянным шкафом со щелями в его передней стенке у пола и в верхней доске	260	1,12
		220	1,13
		180	1,19
		150	1,25
	То же, но щель вырезана не в верхней части шкафа, а в верхней части передней доски	130	1,2*
			1,4**
	У стены без ниши и закрыт шкафом; в верхней доске шкафа прорезана щель B , ширина которой не менее глубины прибора. Спереди шкаф закрыт деревянной решеткой, не доходящей до пола на расстояние A (≥ 100 мм)	100	1,15
	У стены без ниши и закрыт экраном, не доходящим до пола на расстояние 0,8 A	150	0,9

* При открытых щелях. ** При закрытых щелях.

ТАБЛИЦА 21.7
ЗАВИСИМОСТЬ РАСЧЕТНОЙ ПЛОЩАДИ НАГРЕВАТЕЛЬНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ОТКРЫТО УСТАНОВЛИВАЕМОГО РАДИАТОРА F_p , м², ОТ ЧИСЛА СЕКЦИЙ В НЕМ И ПЛОЩАДИ НАГРЕВАТЕЛЬНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ОДНОЙ СЕКЦИИ f_0

Марка радиатора	$f_{\text{в'}}$ з/м	Число секций																							
		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
M-140-AO	0,35	0,84	1,18	1,52	1,84	2,16	2,54	2,82	3,15	3,49	3,82	4,12	4,45	4,77	5,08	5,42	5,73	6,06	6,37	6,7	7,01	7,34	7,65	7,99	8,31
M-140 (M-140-A)	0,31	0,76	1,07	1,37	1,67	1,98	2,26	2,52	2,83	3,1	3,39	3,68	3,96	4,26	4,58	4,82	5,09	5,39	5,67	5,96	6,24	6,58	6,81	7,1	7,38
M-140-AO-300	0,217	0,59	0,8	1,01	1,22	1,43	1,64	1,85	2,06	2,27	2,47	2,68	2,89	3,1	3,31	3,52	3,73	3,94	4,15	4,36	4,57	4,78	4,99	5,2	5,41
M-90	0,26	0,67	0,93	1,18	1,43	1,68	1,93	2,19	2,44	2,69	2,94	3,19	3,45	3,7	3,95	4,2	4,45	4,71	4,96	5,21	5,46	5,71	5,97	6,22	6,47
РД-90с	0,275	0,7	0,97	1,25	1,5	1,73	2,01	2,28	2,56	2,8	3,06	3,3	3,57	3,86	4,06	4,32	4,54	4,8	5,07	5,33	5,59	5,85	6,11	6,37	6,57

тельной поверхности в размере 5 % (но не более 0,1 м²):

$$N_{\min} = (F_p \beta_2 - z)/(f_3 \beta_3), \quad (21.2)$$

где f_0 — площадь нагревательной поверхности одной секции, м^2 ; β_2 — поправочный коэффициент, учитывающий способ установки радиатора (табл. 21.6); при открытой установке $\beta_2=1$; β_3 — поправочный коэффициент, учитывающий число секций в радиаторе; $\beta_3=0,92+(0,16/F_p)$; z — допустимое уменьшение устанавливаемой площади нагревательной поверхности против расчетной; $z=0,05 F_p \beta_3$.

Для определения числа секций можно использовать формулу (21.2) в преобразованном виде:

$$N_{\min} = (F_p \beta_2 - 0,168)/0,966 f_a \quad (21.3)$$

или данные в табл. 21.7 при $\beta_2=1$.

При вычислении по формуле (21.3) к установке принимается ближайшее большее число секций.

2. Для радиаторов стальных панельных колончатых и змеевиковых, а также конвекторов с кожухом: $N = F_p f_a$, где f_a — площадь нагревательной поверхности одной панели или конвектора, m^2 .

3. Для конвекторов без кожуха плитусных, конвекторов «Прогресс» и «Аккорд», для ребристых труб в одном ряду: $N = F_p / n f_0$, где f_0 — площадь нагревательной поверхности конвекторов или ребристых труб принятой длины, экм ; n — число рядов в приборе по вертикали.

4. Для гладкотрубных приборов длина греющих труб: $l = (F_n/f_2)\beta_2$, где f_2 — площадь нагревательной поверхности 1 м открытой горизонтальной трубы:

d_y , мм.	40	50	76×3	89×3,5	108×4
f_a , экм/м	0,27	0,334	0,405	0,465	0,55

При округлении дробного расчетного числа отопительных приборов до целого допускается уменьшать расчетную площадь нагревательной поверхности F_p не более чем на 5% (но не более $0,1 \text{ м}^2$).

7. Расчет систем водяного отопления [3, 6]

Водяное отопление применяется при местном и централизованном теплоснабжении.

Исходные данные для проектирования: назначение и технология, планировка и строительные конструкции здания; климат и положение здания на местности; источник теплоснабжения; температура помеще-

Расчет теплового режима. Теплотехнический расчет наружных ограждений, расчет теплового режима в помещениях, определение тепловых нагрузок для отопления.

Выбор системы. Выбор параметров воды и гидравлического давления в системе, а также вида отопительных приборов и конструкции системы (с технико-экономическим обоснованием в необходимых случаях).

Конструирование системы. Размещение отопительных приборов, стояков, магистралей и других элементов системы. Деление системы на части постоянного и периодического действия, на ветви для регулирования действия, определение уклона труб, схемы движения, сбора и удаления воздуха, компенсации удлинения и тепловой изоляции труб; мест спуска и наполнения водой стояков и системы. Выбор вида запорно-регулирующей арматуры, а также ее размещение. Конструирование схемы системы с нанесением тепловых нагрузок отопительных приборов и участков теплопроводов.

Расчет системы: гидравлический и тепловой расчеты теплопроводов и отопительных приборов.

До гидравлического расчета проводят предварительный тепловой расчет таких отопительных приборов, как конвекторы, радиаторы панельные змеевиковые и др., при которых сопротивление по длине греющих труб ($d_y = 15, \dots, 20$ мм) отражается на гидравлическом сопротивлении стояков. В этом случае размеры отопительных приборов уточняют после проведения гидравлического расчета. Допустимо также делать окончательный тепловой расчет любых отопительных приборов до гидравлического расчета двухтрубных систем при скрытой прокладке труб.

После гидравлического расчета проводят тепловой расчет таких отопительных приборов, как радиаторы секционные и панельные колончатые, ребристые и гладкие трубы ($d_y = 32, \dots, 100$ мм), гидравлическое сопротивление которых допустимо оценивать по местному сопротивлению на входе и выходе воды, а также тепловой расчет гравитационной системы отопления малоэтажных зданий. Размеры отопительных приборов устанавливаются с учетом площади нагревательной поверхности теплопроводов в помещениях.

Расчетная температура горячей воды нормируется в зданиях различного назначения в зависимости от санитарно-гигиенических и противопожарных требований с учетом механической прочности используемых отопительных приборов и арматуры.

Расчетное циркуляционное давление. В системе отопления давление для создания циркуляции Δp_r определяют по формулам: в насосной вертикальной одноконтурной системе $\Delta p_r = \Delta p_n + \Delta p_e$; в насосных двухконтурной и горизонтальной одноконтурной системах $\Delta p_r = \Delta p_n + 0,4 \Delta p_e$; в гравитационной системе $\Delta p_r = \Delta p_e$, где Δp_n — давление, создаваемое циркуляционным насосом для обеспечения необходимого расхода воды в системе: $\Delta p_e = \Delta p_{e-пр} + \Delta p_{e-тр}$.

Естественное циркуляционное давление $\Delta p_{e-тр}$, возникающее в расчетном кольце вследствие охлаждения воды в трубах (при n участках в кольце), находят по формуле:

$$\Delta p_{e-тр} = \sum_n h_i (\rho_{i+1} - \rho_i),$$
 где h_i — вертикальное расстояние между условными центрами охлаждения i -го участка и нагревания, м; ρ_{i+1} , ρ_i — объемная масса воды при температуре в конце

t_{i+1} и в начале t_i того же участка, кг/м^3 . В насосных системах с нижней разводкой величиной $\Delta p_{e-тр}$ можно пренебречь.

Естественное циркуляционное давление, возникающее в расчетном кольце вследствие охлаждения воды в отопительных приборах $\Delta p_{e-пр}$, определяют по следующим формулам:

а) в одноконтурной системе (при n приборах в стояке, входящем в расчетное кольцо)

$$\Delta p_{e-пр} \approx (\beta / CG_{ст}) \sum_n (Q_i h_i),$$

где Q_i — тепловая нагрузка i -того отопительного прибора в стояке, ккал/ч ; h_i — вертикальное расстояние между условными центрами охлаждения в стояке для того же прибора и нагревания (середина высоты теплообменника или котла, точка смешения воды на входе теплопроводов и др.), м; центры охлаждения воды в стояках (рис. 21.10, 21.11) помечены черными точками; расстояния h_1 , h_2 и h_n показаны на рис. 21.11 (можно отсчитывать от обратной магистрали системы); c — теплоемкость воды, принимаемая равной $1 \text{ ккал/(л} \cdot ^\circ\text{C)}$; β — среднее увеличение объемной массы воды при снижении ее температуры на 1°C ; β зависит от расчетного перепада температуры воды в системе отопления:

$t_r - t_o, ^\circ\text{C}$	85-65	95-70	105-70
$\beta, \text{кг/(м}^3 \cdot ^\circ\text{C)}$	0,6	0,64	0,66

Продолжение

$t_r - t_o, ^\circ\text{C}$	115-70	130-70	150-70
$\beta, \text{кг/(м}^3 \cdot ^\circ\text{C)}$	0,68	0,72	0,76

$G_{ст}$ — расход воды в стояке, кг/ч ; при гидравлическом расчете системы с равными перепадами температуры в стояках:

$$G_{ст} = \sum_n Q_i / (C \Delta t_c);$$

здесь $\Delta t_c = t_r - t_o$ — расчетный перепад температуры воды в системе, $^\circ\text{C}$;

б) в двухконтурной системе в расчетном кольце через прибор нижнего этажа: $\Delta p_{e-пр} = h_1 (\rho_o - \rho_r) \approx \beta h_1 (t_r - t_o)$, где h_1 — вертикальное расстояние между условными центрами: охлаждения в отопительном приборе нижнего этажа и нагревания в системе, м.

В насосных системах допускается не учитывать Δp_e , если оно составляет менее 10 % от Δp_r .

Величину насосного циркуляционного давления Δp_n выбирают:

а) для зависимой системы отопления без смешения (рис. 21.12, б), а также со смешительным насосом на перемычке (рис. 21.13, а) — в зависимости от располагаемой разности давления $p_1 - p_2$ из формулы: $p_1 = p_2 + \Delta p_c - \Delta p_e$, где Δp_c — гидравлическое сопротивление (потери давления при циркуляции воды) системы; Δp_e — естественное циркуляционное (гравитационное) давление, возникающее в системе в точке ввода наружных теплопроводов в здание,

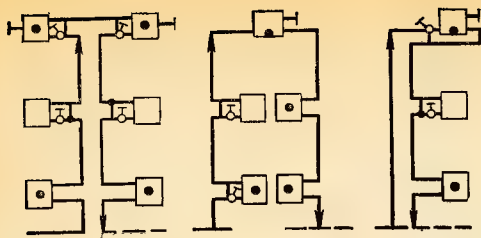


Рис. 21.10. Вертикальные однотрубные стояки системы отопления с нижней разводкой

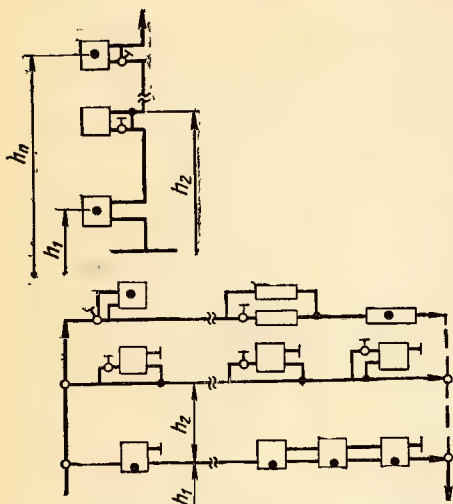


Рис. 21.11. Вертикальный однотрубный стояк системы отопления с опрокинутой циркуляцией воды и горизонтальная однотрубная система отопления

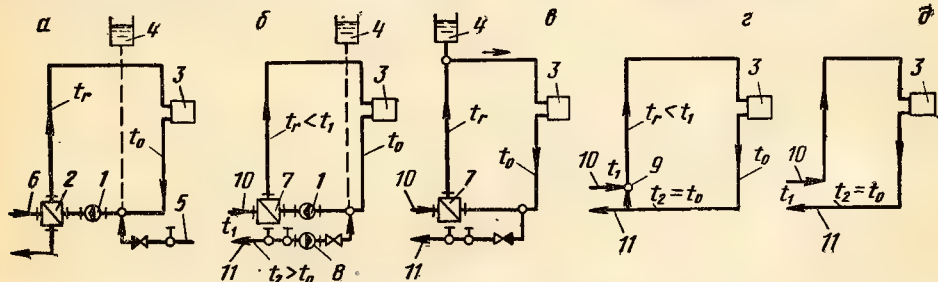


Рис. 21.12. Принципиальные схемы систем водяного отопления:

а — при местном теплоснабжении; б—д — при централизованном теплоснабжении; 1 — циркуляционный насос; 2 — котел; 3 — отопительный прибор; 4 — расширительный бак; 5 — водопровод; 6 — подача топлива; 7 — теплообменник; 8 — подпиточный насос; 9 — смесительная установка; 10 — подающий теплопровод; 11 — обратный теплопровод

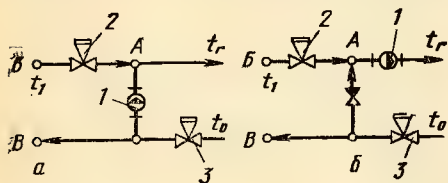


Рис. 21.13. Схема установки смесительного насоса: а — на перемычке; б — на подающей магистрали; 1 — смесительный насос; 2 — регулятор температуры; 3 — регулятор расхода воды в системе отопления

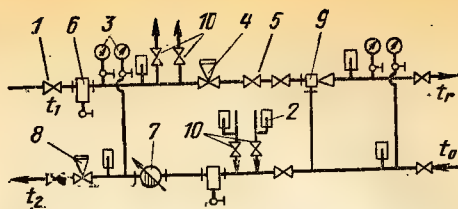


Рис. 21.14. Схема местного теплового пункта системы отопления с водоструйным элеватором и ответвлениями к системам вентиляции и кондиционирования воздуха:

1 — задвижка; 2 — термометр; 3 — манометры; 4 — регулятор расхода воды; 5 — обратный клапан; 6 — грязевик; 7 — тепломер; 8 — регулятор давления; 9 — водоструйный элеватор; 10 — от- ветвления

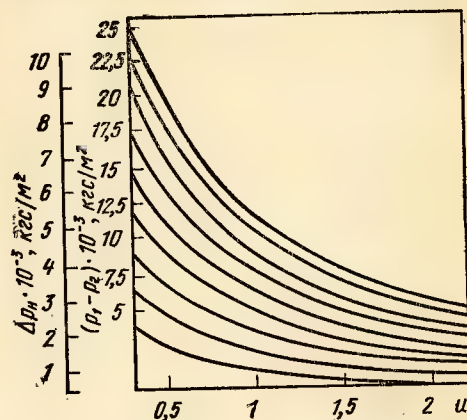


Рис. 21.15. Кривые для выбора насосного циркуляционного давления Δp_n в зависимой системе отопления со смешением в элеваторе; u — коэффициент смешения

с ограничением, если это требуется, скорости движения воды в трубах.

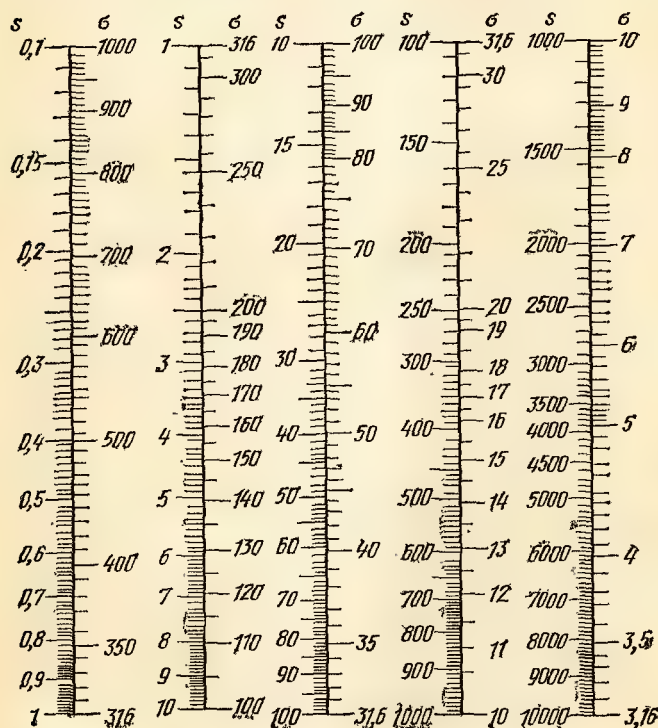
Предельные скорости движения воды в теплопроводах, м/с: в основных помещениях жилых и общественных зданий 1,0 (при $d_y=15$ мм — 1,2, при $d_y \leq 10$ мм — 1,5), во вспомогательных 1,5; в производственных зданиях промышленных предприятий 3,0, во вспомогательных 2,0;

б) для зависимой системы отопления со смешением в элеваторе (рис. 21.12, г и 21.14), исходя из располагаемой разности давления $p_1 - p_2$ и коэффициента смешения

ТАБЛИЦА 21.8

УДЕЛЬНОЕ ДИНАМИЧЕСКОЕ ДАВЛЕНИЕ И ПРИВЕДЕННЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ ТРЕНИЯ ДЛЯ ТРУБ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

ГОСТ	Диаметр трубы, мм			G/v , кг/ч м/с	$A \cdot 10^4$, $\frac{\text{кгс/м}^2}{(\text{кг/ч})^2}$	Среднее значение λ/d_B , м
	условный проход	наружный	внутренний			
ГОСТ 3262—75	10	17	12,6	425	2,7	3,6
	15	21,3	15,7	690	1,08	2,7
	20	26,8	21,2	1 250	0,325	1,8
	25	33,5	27,1	2 000	0,125	1,4
	32	42,3	35,9	3 500	0,04	1
	40	48	41	4 650	0,0235	0,8
	50	60	53	7 800	0,0084	0,55
ГОСТ 10704—63*	50	57	49	6 600	0,0115	0,6
	70	76	70	13 400	$0,274 \cdot 10^{-2}$	0,4
	80	89	82	18 400	$0,145 \cdot 10^{-2}$	0,3
	100	108	100	27 600	$0,0655 \cdot 10^{-2}$	0,23
	125	133	125	43 000	$0,027 \cdot 10^{-2}$	0,18
	150	159	149	61 000	$0,0138 \cdot 10^{-2}$	0,15

* v — скорость теплоносителя в рассчитываемом участке теплопровода, м/с.Рис. 21.16. Шкала соотношения характеристик сопротивления s и проводимости σ труб

элеватора (см. 21.1), определяют по рис. 21.15;

в) при местном теплоснабжении (рис. 21.12, а) с перспективой элеваторного присоединения к теплофикационной сети, исходя из предполагаемой разности давления в точке будущего ввода теплопроводов $p_1 - p_2 = (10 \dots 12) 10^3$ кгс/м² (напор 10 — 12 м вод. ст.) и коэффициента смешения элеватора, определяют по рис. 21.15;

г) для независимой системы отопления

(рис. 21.12, б), для зависимой системы со смешительным насосом на обратной или подающей магистрали (рис. 21.13, б), а также при местном теплоснабжении (рис. 21.12, а); без перспективы присоединения к теплофикационной сети, исходя из потери давления в системе при предельно допустимой скорости движения воды в трубах (см. выше) и технико-экономического расчета;

д) в северной строительно-климатической зоне — не более 800 кгс/м².

Местное сопротивление	Условный проход, мм	ξ при скорости воды, м/с				
		0,025	0,05	0,075	0,1	$>0,2$
Радиаторы двухколонные (вход и выход) диаметром подводки 15 или 20 мм	15 20	3,8 2	2,2 1,4	1,7 1,3	1,6 1,2	1,6 1,2
Змеевик из труб плоский (длиной 1500 мм, высотой 500 мм)	15 20	48 40	28 22	28 22	28 22	28 22
Краны пробковые проходные	15 20 25	5,7 3,7 3,2	3,8 2 1,8	3,5 1,6 1,5	3,4 1,4 1,3	3 1,2 1
Краны двойной регулировки:						
с цилиндрической пробкой	15 20	— —	— —	— —	— —	4 2
шиберного типа	15	4,8	3,9	3,7	3,5	3
Краны трехходовые конструкции треста «Сантехдеталь» при проходе:						
прямым	15; 25 20	— —	— —	— —	— —	2 1,5
с поворотом	15; 20 25	— —	— —	— —	— —	3 4,5
Краны трехходовые конструкции Главмосстроя при проходе:						
прямым	15 ≥ 20	— —	— —	— —	— —	3,2 6,6
с поворотом	15 ≥ 20	— —	— —	— —	— —	5,5 10,5
Вентили с вертикальными шпинделями (15ч 18бр)	15 20 25; 32 40 ≥ 50	— — — — —	— — — — —	— — — — —	— — — — —	16 10 9 8 7
Вентили прямооточные с косыми шпинделями (15с 58)	15, 20, 25 32, 40 ≥ 50	— — —	— — —	— — —	— — —	3 2,5 2
Задвижки параллельные	25; 32; 40; ≥ 50	—	—	—	—	0,5
Отводы под углом 45° (утки) с радиусом закругления $R=3d$	15 20 25	3,2 1,7 1,6	1,5 1 0,8	0,9 0,7 0,65	0,7 0,65 0,65	0,6 0,6 0,6
Скобы с радиусом закругления $R=3d$	15 20 25 32	6 4 2,3 1,4	2,2 1,3 1,1 0,8	2,1 1 0,7 0,6	2,1 1 0,7 0,5	2 1,2 0,6 0,4
Отводы под углом 90° с радиусом закругления $R=3d$	15 20 25 32	5 3,7 3 1	1,6 1,5 1,2 0,3	1,4 1,2 0,8 0,2	1,3 1,1 0,6 0,2	1,3 1,1 0,6 0,2

ТАБЛИЦА 21.10

КОЭФФИЦИЕНТ ξ МЕСТНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ (ПРИБЛИЖЕННЫЕ ЗНАЧЕНИЯ)

Местное сопротивление	ξ при условном проходе труб, мм						
	10	15	20	25	32	40	≥ 50
Радиаторы двухколонные	2	2	2	2	2	2	2
Котлы:							
чугунные	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
стальные	2	2	2	2	2	2	2
Внезапное расширение	1	1	1	1	1	1	1
Внезапное сужение	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Отступы	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Тройники:							
 проходные (схема I)	1	1	1	1	1	1	1
 поворотные на ответвление (схема II) .	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
 на противотоке (схема III)	3	3	3	3	3	3	3
Крестовины:							
 проходные (схема IV)	2	2	2	2	2	2	2
 поворотные (схема V)	3	3	3	3	3	3	3
Компенсаторы:							
П-образные и лирообразные	2	2	2	2	2	2	2
сальниковые	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Вентили:							
обыкновенные	20	16	10	9	9	8	7
прямоточные	3	3	3	3	2,5	2,5	2
Краны:							
проходные	5	4	2	2	2	—	—
двойной регулировки с цилиндрической пробкой	5	4	2	2	2	—	—
Задвижки параллельные	—	—	—	0,5	0,5	0,5	0,5

Местное сопротивление	ξ при условном проходе труб, мм						
	10	15	20	25	32	40	≥ 50
Отводы:							
90° и утка	2	1,5	1,5	1	1	0,5	0,5
двойные узкие	2	2	2	2	2	2	2
» широкие	1	1	1	1	1	1	1
Скобы	4	3	2	2	2	2	2

Примечание. Для точных расчетов коэффициенты местных сопротивлений принимают по табл. 46.14, 46.21 работы [6].

ТАБЛИЦА 21.11

ЗАВИСИМОСТЬ ХАРАКТЕРИСТИКИ СОПРОТИВЛЕНИЯ $s=S \cdot 10^5$ от d_B , l и $\Sigma \xi$

l, м	$\Sigma \xi$										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$d_y=10$ мм ($d_B=12,6$ мм)											
0	—	27	54	81	108	135	162	189	216	243	270
1	92	119	146	173	200	227	254	281	308	335	362
2	184	211	238	265	292	319	346	373	400	427	454
3	276	303	330	357	384	411	438	465	492	519	546
4	368	395	422	449	476	503	530	557	584	611	638
5	460	487	514	541	568	595	622	649	678	703	730
6	552	575	606	633	660	687	714	741	768	795	822
7	644	671	698	725	752	779	806	833	860	887	914
8	736	765	790	817	844	871	898	925	952	979	1006
9	828	855	882	909	936	963	990	1017	1044	1071	1098
10	920	947	974	1001	1028	1055	1082	1109	1136	1163	1190

I, M	$\Sigma \xi$										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$d_y=15 \text{ MM } (d_b=15,7 \text{ MM})$											
0	—	10,8	21,6	32	43	54	65	76	86	97	108
1	29	40	50	61	72	83	94	105	116	126	137
2	58	69	80	91	102	113	123	134	144	156	166
3	87	98	109	120	131	142	152	163	174	185	196
4	116	127	138	149	160	171	182	192	203	214	225
5	146	157	167	179	189	200	211	221	232	243	254
6	175	186	196	207	218	229	240	251	262	273	283
7	204	215	226	237	248	258	270	280	291	302	313
8	233	244	255	266	277	288	298	309	321	331	342
9	262	273	284	296	306	317	328	338	349	360	371
10	292	303	313	324	335	346	357	368	378	389	400
$d_y=20 \text{ MM } (d_b=21,2 \text{ MM})$											
0	—	3,2	6,5	9,7	13	16,2	19	22,7	25	29	32
1	5,8	9,1	12	16	19	22	25	29	32	35	38
2	11,7	15	18	21	25	28	31	34	38	41	44
3	17,5	21	24	27	30	34	37	40	43	47	50
4	23,4	27	30	33	36	40	43	46	49	53	56
5	29,2	32	36	39	42	45	49	52	55	58	62
6	35	38	42	45	48	51	55	58	61	64	68
7	41	44	47	51	54	57	60	64	67	70	73
8	47	50	53	56	60	63	66	69	73	76	79
9	53	56	59	62	66	69	72	75	79	82	85
10	58	62	65	68	71	75	78	81	84	88	91
$d_y=25 \text{ MM } (d_b=27,1 \text{ MM})$											
0	—	1,2	2,5	3,7	5	6,2	7,5	8,7	10	11,2	12,5
1	1,7	3	4,2	5,5	6,7	8	9,2	10,5	11,7	13	14,2
2	3,5	4,7	6	7,2	8,5	9,7	11	12,2	13,5	14,7	16
3	5,2	6,6	7,7	9	10,2	11,5	12,7	14	15,2	16,5	17,7
4	7	8,2	9,5	10,7	12	13,2	14,5	15,7	17	18,2	19,5
5	8,7	10	11,2	12,5	13,7	15	16,2	17,5	18,7	20	21,2
6	10,5	11,7	13	14,2	15,5	16,7	18	19,2	20,5	21,7	23
7	12,2	13,5	14,7	16	17,2	18,5	19,7	21	22	23	24
8	14	15,2	16,5	17,7	19	20,2	21,5	22,7	24	25,2	26,5
9	15,7	17	18,2	19,5	20,7	22	23,2	24,5	25,7	27	28,2
10	17,5	18,7	20	21,2	22,5	23,7	25	26,2	27,5	28,7	30
$d_y=32 \text{ MM } (d_b=35,9 \text{ MM})$											
0	—	0,4	0,8	1,2	1,6	2	2,4	2,8	3,2	3,6	4
1	0,4	0,8	1,2	1,6	2	2,4	2,8	3,2	3,6	4	4,4
2	0,8	1,2	1,6	2	2,4	2,8	3,2	3,6	4	4,4	4,8
3	1,2	1,6	2	2,4	2,8	3,2	3,6	4	4,4	4,8	5,2
4	1,6	2	2,4	2,8	3,2	3,6	4	4,4	4,8	5,2	5,6
5	2	2,4	2,8	3,2	3,6	4	4,4	4,8	5,2	5,6	6
6	2,4	2,8	3,2	3,6	4,0	4,4	4,8	5,2	5,6	6	6,4
7	2,8	3,2	3,6	4	4,4	4,8	5,2	5,6	6,0	6,4	6,8
8	3,2	3,6	4	4,4	4,8	5,2	5,6	6	6,4	6,8	7,2
9	3,6	4	4,4	4,8	5,2	5,6	6	6,4	6,8	7,2	7,6
10	4	4,4	4,8	5,2	5,6	6	6,4	6,8	7,2	7,6	8
$d_y=40 \text{ MM } (d_b=41 \text{ MM})$											
0	—	0,23	0,46	0,69	0,92	1,1	1,4	1,6	1,8	2,1	2,3
1	0,18	0,4	0,6	0,9	1,1	1,3	1,6	1,8	2	2,2	2,5
2	0,37	0,6	0,8	1,1	1,3	1,5	1,7	2	2,2	2,4	2,7
3	0,55	0,8	1	1,2	1,5	1,7	1,9	2,2	2,4	2,6	2,8
4	0,74	1	1,2	1,4	1,7	1,9	2,1	2,3	2,6	2,8	3
5	0,92	1,1	1,4	1,6	1,8	2,1	2,3	2,5	2,8	3	3,2
6	1,1	1,3	1,6	1,8	2	2,2	2,5	2,7	2,9	3,2	3,4

L, м	$\Sigma \xi$										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
7	1,29	1,5	1,7	2	2,2	2,4	2,7	2,9	3,1	3,4	3,6
8	1,47	1,7	1,9	2,2	2,4	2,6	2,8	3,1	3,3	3,5	3,8
9	1,66	1,9	2,1	2,3	2,6	2,8	3	3,3	3,5	3,7	4
10	1,84	2,1	2,3	2,5	2,8	3	3,2	3,4	3,7	3,9	4,1

 $d_y=50$ мм ($d_B=53$ мм)

0	—	0,084	0,168	0,25	0,34	0,42	0,5	0,59	0,67	0,76	0,84
1	0,046	0,13	0,21	0,3	0,38	0,47	0,55	0,63	0,72	0,8	0,89
2	0,092	0,18	0,26	0,34	0,43	0,51	0,6	0,68	0,76	0,85	0,93
3	0,14	0,22	0,31	0,39	0,48	0,56	0,64	0,73	0,81	0,9	0,98
4	0,18	0,26	0,35	0,43	0,52	0,6	0,68	0,77	0,85	0,94	1,02
5	0,23	0,31	0,4	0,48	0,57	0,65	0,73	0,82	0,9	0,99	1,07
6	0,28	0,36	0,45	0,53	0,62	0,7	0,78	0,87	0,95	1,04	1,12
7	0,32	0,4	0,49	0,57	0,66	0,74	0,82	0,91	0,99	1,08	1,16
8	0,37	0,45	0,54	0,62	0,71	0,79	0,87	0,96	1,04	1,13	1,21
9	0,41	0,49	0,58	0,66	0,75	0,83	0,91	1	1,08	1,17	1,25
10	0,46	0,54	0,63	0,71	0,8	0,88	0,96	1,05	1,13	1,22	1,3

 $d_y=70$ мм ($d_B=70$ мм)

0	—	0,027	0,054	0,081	0,108	0,135	0,162	0,189	0,216	0,243	0,27
1	0,0108	0,038	0,065	0,092	0,12	0,15	0,17	0,2	0,23	0,25	0,28
2	0,022	0,049	0,076	0,103	0,13	0,16	0,18	0,21	0,24	0,27	0,29
3	0,032	0,059	0,086	0,11	0,14	0,17	0,19	0,22	0,25	0,28	0,3
4	0,043	0,07	0,097	0,12	0,15	0,18	0,21	0,23	0,26	0,29	0,31
5	0,054	0,081	0,108	0,14	0,16	0,19	0,22	0,24	0,27	0,3	0,32
6	0,065	0,092	0,12	0,15	0,17	0,2	0,23	0,25	0,28	0,31	0,34
7	0,076	0,1	0,13	0,16	0,18	0,21	0,24	0,27	0,29	0,32	0,35
8	0,086	0,11	0,14	0,17	0,19	0,22	0,25	0,28	0,3	0,33	0,36
9	0,097	0,12	0,15	0,18	0,21	0,23	0,26	0,29	0,31	0,34	0,37
10	0,108	0,14	0,16	0,19	0,22	0,24	0,27	0,3	0,32	0,35	0,38

 $d_y=80$ мм ($d_B=82$ мм)

0	—	0,0145	0,029	0,044	0,058	0,073	0,087	0,102	0,116	0,131	0,145
1	0,0043	0,019	0,033	0,048	0,062	0,077	0,091	0,11	0,12	0,13	0,15
2	0,0086	0,023	0,038	0,052	0,067	0,081	0,096	0,11	0,12	0,14	0,15
3	0,013	0,028	0,042	0,057	0,071	0,086	0,1	0,11	0,13	0,14	0,16
4	0,017	0,032	0,046	0,061	0,075	0,09	0,1	0,12	0,13	0,15	0,16
5	0,022	0,037	0,051	0,066	0,08	0,095	0,11	0,12	0,14	0,15	0,17
6	0,026	0,041	0,055	0,07	0,084	0,099	0,11	0,13	0,14	0,16	0,17
7	0,03	0,045	0,059	0,074	0,088	0,1	0,12	0,13	0,15	0,16	0,18
8	0,034	0,049	0,063	0,078	0,092	0,11	0,12	0,14	0,15	0,16	0,18
9	0,039	0,054	0,068	0,083	0,097	0,11	0,13	0,14	0,16	0,17	0,18
10	0,043	0,058	0,072	0,087	0,1	0,12	0,13	0,14	0,16	0,17	0,19

 $d_y=100$ мм ($d_B=100$ мм)

0	—	0,0065	0,013	0,02	0,026	0,033	0,039	0,046	0,052	0,059	0,065
1	0,0015	0,008	0,015	0,021	0,028	0,034	0,041	0,047	0,054	0,06	0,067
2	0,003	0,01	0,016	0,023	0,029	0,036	0,042	0,049	0,055	0,062	0,068
3	0,0045	0,011	0,018	0,024	0,031	0,037	0,044	0,05	0,057	0,063	0,07
4	0,0060	0,013	0,019	0,026	0,032	0,039	0,045	0,052	0,058	0,065	0,071
5	0,0075	0,014	0,021	0,027	0,034	0,04	0,047	0,053	0,06	0,066	0,073
6	0,0090	0,015	0,022	0,029	0,035	0,042	0,048	0,055	0,061	0,068	0,074
7	0,0105	0,017	0,024	0,03	0,037	0,043	0,05	0,056	0,063	0,069	0,076
8	0,012	0,019	0,025	0,032	0,038	0,045	0,051	0,058	0,064	0,071	0,077
9	0,014	0,021	0,027	0,034	0,04	0,047	0,053	0,06	0,066	0,073	0,079
10	0,015	0,022	0,028	0,035	0,041	0,048	0,054	0,061	0,067	0,074	0,08

 $d_y=125$ мм ($d_B=125$ мм)

0	—	0,0027	0,0054	0,0081	0,011	0,014	0,016	0,019	0,022	0,024	0,027
1	0,00085	0,0036	0,0063	0,0090	0,012	0,014	0,017	0,02	0,022	0,025	0,028

$i, \text{ м}$	$\Sigma \xi$										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
2	0,0017	0,0044	0,0071	0,0098	0,013	0,015	0,018	0,021	0,023	0,026	0,029
3	0,0026	0,0053	0,008	0,011	0,013	0,016	0,019	0,022	0,024	0,027	0,03
4	0,0034	0,0061	0,0088	0,012	0,014	0,017	0,02	0,022	0,025	0,028	0,03
5	0,0043	0,007	0,0097	0,012	0,015	0,018	0,021	0,023	0,026	0,029	0,031
6	0,0051	0,0078	0,011	0,013	0,016	0,019	0,021	0,024	0,027	0,029	0,032
7	0,006	0,0087	0,011	0,014	0,017	0,02	0,022	0,025	0,028	0,03	0,033
8	0,0068	0,0095	0,012	0,015	0,018	0,02	0,023	0,026	0,028	0,031	0,034
9	0,0077	0,01	0,013	0,016	0,019	0,021	0,024	0,027	0,029	0,032	0,035
10	0,0085	0,011	0,014	0,017	0,019	0,022	0,025	0,027	0,03	0,033	0,036

$$d_y = 150 \text{ мм} \quad (d_b = 149 \text{ мм})$$

0	—	0,0014	0,0028	0,0042	0,0056	0,007	0,0084	0,0098	0,011	0,013	0,014
1	0,00027	0,0017	0,0031	0,0045	0,0059	0,0073	0,0087	0,0098	0,011	0,013	0,014
2	0,00054	0,0019	0,0033	0,0047	0,0061	0,0075	0,0089	0,01	0,012	0,013	0,015
3	0,00081	0,0022	0,0036	0,005	0,0064	0,0078	0,0092	0,011	0,012	0,013	0,015
4	0,0011	0,0025	0,0039	0,0053	0,0067	0,0081	0,0095	0,011	0,012	0,014	0,015
5	0,0014	0,0028	0,0042	0,0056	0,007	0,0084	0,0098	0,011	0,013	0,014	0,015
6	0,0016	0,003	0,0044	0,0058	0,0072	0,0086	0,01	0,011	0,013	0,014	0,016
7	0,0019	0,0035	0,0047	0,0061	0,0075	0,0089	0,01	0,012	0,013	0,015	0,016
8	0,0022	0,0036	0,005	0,0064	0,0078	0,0092	0,011	0,012	0,013	0,015	0,016
9	0,0024	0,0038	0,0052	0,0066	0,008	0,0094	0,011	0,012	0,014	0,015	0,016
10	0,0027	0,0041	0,0055	0,0069	0,0083	0,0097	0,011	0,013	0,014	0,015	0,017

Методы гидравлического расчета системы.
Гидравлический расчет труб выполняют двумя методами: по внутреннему диаметру труб или по заданному расходу воды в трубах. Ниже рассмотрен первый метод. Перепады температуры воды в стояках системы в первом случае получаются неравными (допускается отклонение на $\pm 15\%$ от Δt_c при t_0 от отдельных стояков не ниже 60°C), во втором случае принимаются равными Δt_c .

При гидравлическом расчете по первому методу линейную (на трение) и местную (на местные сопротивления) потери давления, кгс/м^2 , на участке теплопровода находят по формуле: $\Delta p = SG^2$, где G — расход воды в рассчитываемом участке, кг/ч ; S — характеристика сопротивления участка, равная потере давления в нем при расходе

$$1 \text{ кг/ч}, \frac{\text{кгс/м}^2}{(\text{кг/ч})^2};$$

$$S = A \xi' = A \left(\frac{\lambda}{d_b} l + \Sigma \xi \right);$$

здесь A — удельное динамическое давление в участке, возникающее при протекании 1 кг воды в 1 ч , $\frac{\text{кгс/м}^2}{(\text{кг/ч})^2}$; принимают по табл. 21.8 или вычисляют по формуле

$$A = 16 / (3600^2 \cdot 2 g \pi^2 d_b^4 \rho),$$

где ξ' — приведенный коэффициент сопротивления участка; d_b и l — внутренний диаметр и длина участка, м ; λ/d_b — приведенный коэффициент гидравлического трения, определяющий линейную потерю давления на 1 м трубы в долях динамического давления; принимают по табл. 21.7; $\Sigma \xi$ — сумма коэффициентов местного сопротивления на участке, выражающая местную потерю давления в долях динамического давления; принимают по табл. 21.9 и 21.10; ρ — средняя объемная масса воды, кг/м^3 .

Потерю давления на участке, кгс/м^2 , можно определять также по формуле: $\Delta p = (G/\sigma)^2$, где σ — проводимость участка, равная расходу воды при потере давления на участке 1 кгс/м^2 , $\frac{\text{кг/ч}}{(\text{кгс/м}^2)^{0,5}}$; $\sigma = 1/\sqrt{S}$.

Для удобства расчетов значения характеристики сопротивления (именуемой в дальнейшем просто сопротивлением) увеличены в 10^5 раз и обозначены s (т.е. $s = S \cdot 10^5$) — см табл. 21.11. Проводимость участка при известном значении его сопротивления из табл. 21.11 определяют по формуле: $\sigma = 316 \cdot 2 / \sqrt{s}$.

Соотношение между сопротивлением s и проводимостью σ определяют по шкале $s-\sigma$ (рис. 21.16).

РЕМОНТ КОТЛОВ И КОТЕЛЬНО-ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ [1—4]

1. Типовой объем работ при текущем ремонте

При текущем ремонте котлов и котельно-вспомогательного оборудования предусмотрен следующий типовой объем ремонтных работ:

поверхности нагрева собственно котла, пароперегревателя и обмуровки — осмотр экранных, кипятильных, перепускных и соединительных труб, труб пароперегревателя, коллекторов, барабанов и сухопарников под рабочим давлением; очистка наружных поверхностей от сажи, золовых отложений и шлачного напыля; проверка труб на наличие золотого износа и на увеличение их диаметра, устранение на трубах свищей, отдулин, вмятин, чистка внутренней поверхности барабана и сухопарника; осмотр сварных швов и заклепочных соединений, состояния металла у питательных и других штуцеров, проверка и чистка штуцеров и труб к водоуказательным колонкам, частичная разборка внутрибарабанных сепарирующих устройств; ремонт или замена отдельных деталей, подвальцовка и смена отдельных труб, частичная замена креплений экранных труб и труб пароперегревателя; устранение дефектов на коллекторах с заменой отдельных лючков, хвостовиков, шпилек и прокладок; частичная разборка обмуровки котла и ее восстановление; ремонт наружной обшивки и кирпичной кладки котла; ремонт лестниц и площадок, смотровых лючков, топочных дверок и лазов с заменой петель, болтов, шпилек и прокладок; проверка взрывных клапанов с заменой дефектных мембран; разборка, устранение дефектов и сборка шиберов из заслонок на воздушном и газовом трактах; ремонт трубопроводов обвязки котла, запорной арматуры, теплоизоляции трубопроводов и емкостей.

После окончания ремонта поверхностей нагрева котла, перегревателя и барабана производят предварительную опрессовку, устраняют выявленные дефекты. Затем производят окончательную опрессовку со сдачей инспектору Госгортехнадзора;

экономайзеры — наружный осмотр состояния каркаса, обшивки и обмуровки; очистка труб и газоходов от сажи и уноса, частичная замена змеевиков, чугунных труб, калачей, фланцев и прокладок; очистка и промывка внутренней поверхности от шлака и накипи, ремонт сажеобдувочного устройства, проверка золозащиты и состояния опор змеевиков и устранение мелких дефектов; гидравлическое испытание экономайзеров отдельно от котла;

воздухоподогреватели — испытание на плотность до ремонта с разборкой перегородок-заглушек в воздушных коробках;

проверка труб на наличие коррозии и золотой износ, проверка компенсаторов, уплотнительных полос, насадок, обшивки, воздушных коробов и устранение обнаруженных дефектов; уплотнение труб в трубной решетке и частичная замена труб или их заглушка; ремонт направляющих лопаток в воздушных коробах, ремонт сажеобдувочных устройств и проверка воздухоподогревателя на плотность после ремонта;

механические и полумеханические топki — разборка нижних щитов фронта и снятие четырех — шести бимсов с разборкой их колосников, осмотр, очистка от золы и шлака, проверка и мелкий ремонт столов уплотнения, воздушных зон, воздушных и золотых заслонок и их приводов, проверка состояния бимсов, звеньев цепей и роликов, шурующей планки и при необходимости их замена, проверка бортовых уплотнений, износа направляющей колес, местной наплавки изношенных участков и их обработка, проверка положения подпанельных плит и панелей и их ремонт, очистка, промывка подшипников решетки, замена или добавление смазки, замена у подшипников прокладок, очистка и промывка масленок и маслопроводов, выборочная замена шплинтов и гаек, пальцев и роликов цепи, проверка натяжного устройства и регулирование натяга решетки, ремонт шлакооснмателя, проверка мест для термического расширения рамы и очистка от запрессованной золы и шлака, проверка и очистка напорной и сливной системы охлаждения баблос решетки, наружный осмотр состояния футеровки и армировки регулирующего топливного шиберов и мелкий ремонт обмуровки стенок и сводов топki, наружный осмотр состояния и проверка действия механизмов шиберов дутья, ремонт шлакового и золотого бункеров и механизма их затворов, ремонт редуктора с заменой отдельных деталей, опробование топki на холостом ходу;

молотковые мельницы и дробилки — частичная разборка, проверка состояния вала, дисков, втулок, билдодержателей, бил и брони; разборка подшипников; промывка и замена изношенных, частичная смена билдодержателей, пальцев, бил и брони, обточка или шлифовка шеек вала, замена уплотнений на валу мельницы; разборка, чистка и сборка водяного охлаждения вала с устранением обнаруженных дефектов, устранение неплотностей на волнистых компенсаторах, стенках мельницы и шахты; проверка воздушных заслонок и шиберов и их ремонт; проверка радиального и осевого биения вала, полумуфт, состояния эластичных втулок пальцев, целостности полумуфты и правильности ее посадки на вал; провертывание ротора и проверка на отсутствие заедания;

лопастные питатели пыли — очистка питателя от остатков угольной пыли и металлических предметов, проверка состояния износа деталей питателя и редуктора; правка погнувшихся лопастей ворошителя, устранение заклинивания ворошителя, подающего и мерительного колеса; замена предохранительного шлифта ворошителя, замена сальниковых уплотнений и прокладок лючков, частичная разборка редуктора, замена масла в редукторе и проверка состояния указателя уровня масла; проверка осевого и радиального биения соединительной муфты и опробование питателя;

шнековые питатели пыли — разборка питателя с выемкой шнека и разборкой корпуса, очистка от остатков пыли, промывка подшипников; проверка состояния износа вала, спирали и корпуса и мелкий ремонт изношенных деталей; правка спирали, выверка шнека в корпусе и подшипниках; замена сальниковых уплотнений, регулирование затяжки сальников и опробование шнека на оборотах;

сепараторы или циклоны пыли — очистка от пыли, проверка износа лопаток, брони, мигалок, внутреннего конуса и корпуса; замена отдельных дефектных лопаток, проверка дефектных мест брони и корпуса; ремонт мигалок на течках возврата с перебивкой сальников уплотнения, наплавка изношенных мест заслонок мигалок и регулировка положения груза на рычаге; проверка взрывных клапанов с заменой мембран, проверка плотности сепараторов или циклона при работе вентилятора, ремонт изоляции;

горелки пылеугольные — выемка улитки с внутренней трубкой, замена изношенного наконечника трубы аэросмеси, наплавка изношенных мест улитки аэросмеси износоустойчивыми сплавами, устранение неплотностей на воздуховодах и в улитках;

газозадувные горелки — разборка, чистка и проверка воздушных регистров, тяг, воздушной трубы и других элементов горелки, при возможности замена или ремонт отдельных деталей, ремонт встроенной мазутной форсунки с заменой изношенных деталей, замена изношенных деталей регулировочных устройств подачи воздуха, лопастей, завихрителей, рукояток, тяг;

дисковые питатели сырого угля — разборка питателя и редуктора, смена ножа-отсекателя, диска и червячной пары редуктора, замена набивки уплотнений, ремонт реечного (или грейферного) шибера под бункером угля со сменой сальниковых уплотнений, проверка привода и восстановление изношенных мест, сборка и опробование питателя;

скребковые питатели — разборка натяжного устройства, проверка состояния износа скребковой цепи, при необходимости разборка цепи и замена изношенных втулок, пальцев и скребков, разборка и промывка подшипников и валов, ремонт редуктора с частичной заменой изношенных деталей, ремонт отсекающего шибера, проверка и ремонт регулятора слоя топлива, уплотнение дефектных швов корпуса питателя, замена войлочного уплотнителя на

люках, сборка и опробование скребкового питателя;

ленточные питатели — разборка питателя и редуктора, частичная смена изношенных роликов, шарикоподшипников, переазливка подшипников барабана, смена или ремонт ленты, ремонт лентоочистителя, отсекающего шибера;

ленточные транспортеры — снятие и частичный ремонт транспортной ленты, проверка и замена роликов, вышедших из строя, ревизия самоцентрирующих роликоопор, проверка и ремонт с заменой крепежа натяжного устройства, валов приводного и натяжного барабанов, проверка подшипников и замена смазки, разборка и ремонт редуктора с частичной заменой деталей, ремонт ограждения транспортера, смена резины на плужке, замена очистного скребка нижней ленты, замена или ремонт брони внутри течек и шибера с их приводами;

элеваторы — частичная разборка приводной станины, смена вкладышей подшипников приводного вала, малого и большого зубчатого колеса, смена верхних и нижних роликов и вкладышей подшипников, проточка шеек верхнего и нижнего валов, частичная смена скоб и ремонт ковшей, ремонт течки, регулировка натяжного устройства, ревизия редуктора, ремонт изношенных частей кожуха, очистка и восстановление окраски элеватора, испытание и регулировка;

сбрасыватели плужковые передвижные — проверка положения ножей, шестерен для передвижения, нагрева подшипников, частичная разборка отдельных узлов, смена пружин тормозного устройства, замена очистных ножей, ремонт течки;

циклоны батарейные и жалюзийные — наружный осмотр состояния опор, люков, обшивки и термоизоляции, опробование затворов уноса и шибера, проверка корпуса циклона, осмотр трубных решеток, внутренних элементов и устранение неплотностей, смена прокладок;

центробежные скрубберы — проверка, ремонт и регулирование смывных и оросительных сопел, арматуры, мигалок и затворов; замена деревянных или фарфоровых прутков, промывка трубной системы; замена прокладок и проверка состояния водяного фильтра;

золосмывные аппараты — проверка состояния смывных сопел и замена дефектных, ремонт арматуры;

механизированные установки шлакоудаления — осмотр установки с выемкой из-под холодной воронки котла, проверка плотности ванны наполнения водой и устранение неплотностей; проверка исправности обойм с колесами для перемещения комода; ремонт шлакового затвора и шнека; ревизия редукторов;

скреперные лебедки — частичная разборка отдельных узлов, промывка деталей и замена изношенных, заточка валов грузового и порожникового барабанов, смена переключающих устройств, зубчатых колес или их ремонт, проверка исправности ограничителей и смазочной системы, регулировка тормоза, ремонт скрепера и крепление троса;

дутьевые и мельничные вентиляторы и дымососы — проверка состояния подшипников и при необходимости переналадка вкладышей или замена подшипников, замена дефектных лопаток рабочего колеса, проточка и шлифовка шеек вала, ремонт кожуха и улитки, ремонт охлаждающих устройств, проверка осевого и радиального биения полумуфты, замена эластичных втулок на пальцах полумуфты, балансировка ротора, ремонт изоляции и шиберов;

фильтры натрий-катионитные и механические — вскрытие фильтра для осмотра поверхности фильтрующей массы с досыпкой и выравниванием фильтрующей массы, проверка состояния дренажного устройства и замена дефектных колпачков, устранение дефектов в арматуре и трубопроводах, гидротестирование фильтра на рабочее давление;

солерастворители — частичная замена арматуры и труб, устранение неплотностей и перезарядка фильтрующего слоя;

деаэрационные колонки — проверка состояния креплений трубопровода, арматуры, внутреннего осмотра колонки и резервуара, устранение течей и неплотностей в арматуре и в фильтрах, ревизия и наладка регуляторов подачи воды и пара и частичный ремонт термоизоляции;

расходные мазутные баки — удаление остатка мазута, проверка прочности вертикальных и горизонтальных сварных швов и устранение обнаруженных дефектов, ремонт люка, механизма указателя уровня мазута, запорной арматуры, змеевиков трубчатого подогревателя и его гидравлическое испытание; ремонт поворотного разогревательного устройства, сливных лотков с заменой дефектных участков труб, окраска;

подогреватели, теплообменники — наружный осмотр корпуса, устранение течи в сварных швах, вскрытие крышки и проверка трубных досок, подвальцовка отдельных трубок, смена прокладок, исправление повреждений теплоизоляции, ремонт всей запорной арматуры;

фильтры мазутные — очистка корпуса от пыли и грязи, наружный осмотр, частичная разборка фильтра, смена прокладок;

форсунки мазутные — наружный осмотр, очистка сопел и других деталей, устранение дефектов и опробование;

газрегуляторный пункт — наружная проверка технического состояния регулятора давления, арматуры, гидрозатвора и всех измерительных приборов, частичная разборка регулятора, продувка импульсных трубок, чистка деталей и пружин, проверка целостности мембран, прожировка кожи мембран, проверка уплотнительных поверхностей седла и клапана, смазка трущихся поверхностей, сборка и регулировка регулятора, чистка фильтра, ревизия и ремонт предохранительно-запорного клапана, задвижек, кранов и гидрозатвора, сборка пункта с частичной заменой прокладок, гидравлическое испытание, устранение утечки газа, окраска.

2. Типовой объем работ при капитальном ремонте

В объем капитального ремонта входят работы текущего ремонта и другие, выявленные при эксплуатации. Помимо того, производят ремонт в следующем объеме:

поверхности нагрева собственно котла, пароперегревателя и обмуровка — полный наружный осмотр поверхностей нагрева котла и перегревателя, а также барабана и коллекторов с частичным снятием изоляции и разборкой обшивки котлоагрегата, устранение выявленных дефектов, замена более 25% изношенных экранных, кипяточных, перепускных и соединительных труб и змеевиков пароперегревателя, промывка змеевиков пароперегревателя химическим очищенной водой или конденсатом, вскрытие барабана котла, полная разборка сепарирующих устройств, замена или ремонт отдельных узлов, восстановление трубных отверстий наплавкой электросваркой с последующей их расточкой, замена прокладок на люках лаза, восстановление изоляции барабана, вскрытие люков коллекторов для осмотра вальцовок труб, фрезеровка зеркал лючковых отверстий, смена секционных коробок и коллекторов, замена шиберов и заслонок на воздушном и газовом трактах, ремонт и замена гарнитуры котлоагрегата, трубопроводной обвязки и арматуры, ремонт обшивки котла с заменой вышедших из строя участков, ремонт обмуровки с применением улучшенного изоляционного материала. В процессе ремонта выполняются предписания инженера-контролера Госгортехнадзора, выявленные при очередном обследовании котлоагрегата. После ремонта котел подлежит гидравлическому испытанию со сдачей Госгортехнадзору;

экономайзеры — полная разборка обшивки, замена более 25% поверхности нагрева экономайзера или отдельных блочных кубов, демонтаж изношенной и монтаж новой золозащиты, замена дефектных опор, подвесок и связей у змеевиков, выборочная замена чугунных труб и калачей у чугунных экономайзеров, замена шпилек, прокладок, уплотнение зазоров между фланцами труб экономайзера шнуровым асбестом и промазка уплотняющим раствором, замена прокладок фланцевых соединений подводящих, отводящих и перепускных труб, ремонт обшивки с заменой отдельных элементов, восстановление обмуровки;

воздухоподогреватели — разборка обшивки, замена более 25% поверхности нагрева или отдельных блоков воздухоподогревателя, устранение неплотностей в стенках обшивки, в компенсаторах и воздушных коробах, устранение неплотностей пластинчатых кубов, замена газорегулирующих заслонок, ремонт сажеебдучных устройств с заменой деталей;

механические и полумеханические топki — осмотр решетчат с выкатом наружу, полная переборка полотна и механизма решетки с детальным осмотром всех колосников, пальцев, бимсов, роликов, зубчаток, цепей, смена более 25% колосников, бимсов, звеньев цепи, звездочек и других из-

ношенных деталей, замена направляющей колен, ремонт натяжного устройства с заменой деталей, ремонт или замена регулировочного топливного шибера, обмуровки сводов и стен топки, перезаливка комплекта подшипников решетки, смена и правка валов, ремонт бимсов с расклепкой, правкой и склейкой, замена или ремонт охлаждающих балок и панелей, замена роликоподшипников топочных валов, переборка дутьевых зон топки, смена до 50 % зонных затворов, замена шурующей планки, полный внутренний осмотр топочной гарнитуры и смена изношенной, ремонт механизма шлако-снимателя и шлаковых затворов, полная разборка редуктора с заменой червячной пары, опробование решетки на холостом ходу;

молотковые мельницы и дробилки — полная разборка мельницы с выемкой ротора, проверка состояния износа вала, его ремонт или замена, смена подшипников, билодержателей, пальцев и бил, замена изношенной брони мельницы и сепарационной шахты, замена отбойных штифтов у воздушных карманов мельницы, при необходимости замена компенсаторов теплового расширения, балансировка ротора, ремонт системы охлаждения с заменой запорной арматуры и прокладок; после ремонта производят проверку герметизации мельницы и шахты;

лопастные питатели пыли — разборка питателя с редуктором со снятием мерительного и подающего лопастных колес, вертикального вала, червячной и цилиндрической зубчатых пар с проверкой зацепления зубчатых пар, промывка и проверка деталей питателя и редуктора с измерением зазоров, определением степени износа деталей и замена изношенных деталей, правка ворошителя с наплавкой электросваркой изношенных лопастей, ремонт стальных отсекающих шиберов, разборка и ремонт отсекающих клапанов и их привода;

шнековые питатели пыли — полная разборка питателя, замена подшипников шнека, правка, расточка и шлифовка шеек вала после наплавки, ремонт изношенных мест спирали путем наплавки электросваркой или замена ее новой, ремонт плотного шибера на выдаче пыли, замена ведущего или ведомого колеса клиновой ременной передачи, замена изношенных частей корпуса;

сепараторы и циклоны пыли — замена лопаток, внутреннего конуса, регулирующей трубы, дефектных участков корпуса и восстановление изоляции;

пылеугольные горелки — полная разборка, замена всех изношенных деталей, а при необходимости установка новой горелки; газомазутные горелки — полная разборка, комплектная смена регулировочных устройств, устранение неполадок электросваркой;

дисковые питатели сырого угля — полная разборка питателя и редуктора, смена более 25 % деталей, замена или ремонт корпуса, смена реечного шибера, телескопической трубы, опробование питателя;

питатели скребковые — полная разборка питателя и редуктора, замена скребковой цепи, подшипников, валов питателя, звездо-

чек, ремонт корпуса, а при необходимости его замена, ремонт или замена полотна стола, направляющих шин питателя, замена в редукторе червячной пары и подшипников, опробование питателя;

ленточные питатели — полная разборка питателя и редуктора, замена более 25 % изношенных роликов, смена червячной пары редуктора, заточка валов барабанов, перезаливка подшипников, смена ленты, ремонт ограждения питателя;

ленточные транспортеры — полная разборка приводной и натяжной станций, замена более 25 % изношенных роликов и изношенной части транспортной ленты; ремонт или замена роликоопор, брони, течек, шиберов, натяжного и приводного барабанов и шестерен, замена ленточного тормоза, полная разборка редуктора с заменой червячной пары подшипников и масла, регулирование ленты транспортера после ремонта и окраска всех металлических конструкций;

элеваторы — полная разборка головок и привода; замена ковшей, скоб и цепей, смена верхних и нижних роликов с валами и вкладышами, частичная замена и ремонт кожуха, полная разборка редуктора и замена изношенных деталей, очистка и окраска всего элеватора, испытание и регулировка;

обрасыватели плужковые передвижные — разборка тележки, проточка вала барабана, перезаливка подшипников, ремонт или замена шестерни передвижения, ремонт кожуха и течки, окраска тележки;

циклоны батарейные и жалюзийные — замена внутренних элементов с выхлопной трубой, ремонт кожуха циклона, затворов и шиберов, окраска циклона;

центробежные скрубберы — замена дефектных выходных горловин, сопел, мигалок, затворов, волнистых компенсаторов и бронеплит, изношенных участков корпуса, ремонт внутренней облицовки и взрывных клапанов, окраска корпуса;

золосмывные аппараты — демонтаж старых и монтаж новых;

механизированные установки шлакоудаления — полная разборка установки, ремонт ванны, замена шнека, звездочек, ремонт или замена редукторов, ремонт аварийного шлакового комода и замена решеток и переливной трубы с сифоном;

скреперные лебедки — полная разборка лебедки, замена изношенных деталей или их ремонт, перезаливка подшипников, выверка барабанов, замена скрепера и троса, ремонт ограждений и окраска лебедок;

дутьевые и мельничные вентиляторы и дымососы — полная разборка, замена рабочего колеса, вкладышей подшипников, брони, улитки, электронаплавка износостойким сплавом лопаток рабочего колеса, ремонт или замена кожуха вентилятора и дымососа, ремонт направляющего аппарата, замена шиберов, балансировка рабочего колеса;

фильтры натрий-катионитные и механические — замена комплекта арматуры и приборов, замена отдельных элементов или всей системы трубопроводов, восстановление внутреннего антикоррозионного покры-

тия, перезарядка фильтрующей массы и ее подстилочных слоев, замена комплекта дренажного устройства, ремонт корпуса и его окраска;

солерастворители — замена внутренних устройств и фильтрующего слоя, ремонт корпуса и горловины, гидротестирование на рабочее давление и окраска;

деаэрационные колонки — замена арматуры и отдельных дефектных участков труб, ремонт колонки с заменой отдельных водонапорнораспределительных каскадных тарелок и устройств, проверка плотности резервуара и колонки гидротестированием на рабочее давление, устранение неплотностей, ремонт термоизоляции и окраска;

расходные мазутные баки — полная очистка стен бака от мазута и коррозионных отложений, заварка раковин отверстий с приваркой заплаток, усиление стяжных конструкций, полная или частичная замена трубчатого подогревателя и запорной арматуры, замена отдельных частей поворотного разогревательного устройства и сливных лотков;

подогреватели, теплообменники — полная разборка с выводом трубного пучка из корпуса, очистка подогревателя от накипи механическим или химическим способом, частичная или полная замена трубок, сборка подогревателя, гидравлическое испытание, трубопроводная обвязка на новых прокладках;

фильтры мазутные — полная разборка фильтра, промывка всех деталей, замена сеток и сборка, гидравлическое испытание, ремонт или замена запорной арматуры;

газорегуляторный пункт — полная разборка всей арматуры и регулятора давления, чистка и промывка всех деталей, притирка уплотнительных поверхностей седел и клапанов, смена мембран, замена импульсных трубок, частичная замена запорной и предохранительной арматуры, проверка работы гидрозатвора, ремонт и проверка всех измерительных диафрагм и приборов, сборка пункта с заменой прокладок, гидравлическое испытание со сдачей инженеру-инспектору.

Котлы и котельно-вспомогательное оборудование после капитального ремонта подвергаются испытанию и опробованию в рабочем состоянии в объеме, приведенном в правилах Госгортехнадзора и эксплуатационных инструкциях. Трудозатраты на испытание и опробование оборудования при рабочих параметрах учтены в нормах трудоемкости ремонта.

3. Ремонтный цикл

Продолжительность ремонтного цикла для котлов определена в зависимости от сезонности работы котлоагрегата и от вида топлива, а котельно-вспомогательного оборудования — в зависимости от его функций в системе котлоагрегата, конструктивных особенностей и условий эксплуатации.

Ниже приведена продолжительность ремонтного цикла для котлов, работающих на твердом топливе;

	Продолжительность ремонтного цикла, лет	Продолжительность межремонтного периода, мес
Котельные агрегаты, работающие в осенне-зимний период	2	12
Котельные агрегаты, работающие более 6000 ч в год	1	6
Котлы водогрейные	3	12
Котлы вертикальные цилиндрические	5	12
Котлы отопительные чугунные и стальные	2	6
Оборудование пылеприготовления	1	6
Оборудование топливоподачи	5	12
Оборудование золоулавливания	1	6
Оборудование шлакоудаления	1	4
Вентиляторы дутьевые	3	12
Дымососы	2	6
Подогреватели и теплообменники	4	12
Оборудование химической очистки воды	4	12
Расходные мазутные баки	15	24
Фильтры мазутные	5	6
Газораспределительные пункты	4	12

Для котлов, работающих на газообразном и жидком топливе, эти цифры должны быть увеличены в 2 раза. В соответствии с Правилами устройства и безопасной эксплуатации паровых и водогрейных котлов внутренний осмотр котлов, находящихся в эксплуатации, производит инженер-инспектор Госгортехнадзора СССР не реже чем через каждые 4 года, а гидравлическое испытание — не реже чем через каждые 8 лет. Внеочередное (досрочное) техническое освидетельствование котла (пароперегревателя, экономайзера) необходимо производить в случаях, изложенных в правилах.

Пылеулавливающие устройства, которыми оборудованы котельные, должны периодически обследовать инспекция технического надзора «Союзгазоочистка» в сроки, устанавливаемые совместно с инспекцией. Администрация предприятия обязана самостоятельно производить освидетельствование котлов, пароперегревателей и экономайзеров в следующих случаях:

а) внутренний осмотр — после каждой очистки внутренних поверхностей или ремонта элементов котла, но не реже чем через 12 мес; этот осмотр разрешается совмещать с внутренним осмотром, проводимым инспекцией Котлонадзора, при условии, что разрыв между сроками осмотров не превышает 3 мес;

б) внутренний осмотр — непосредственно перед предъявлением котла к освидетельствованию инспектору Котлонадзора;

в) гидравлическое испытание рабочим давлением — каждый раз после чистки внутренних поверхностей или ремонта элементов котла, пароперегревателя и экономайзера, если характер и объем ремонта не вызывают необходимости досрочного освидетельствования.

4. Нормы трудоемкости ремонта

Нормы трудоемкости ремонта паровых и водогрейных котлов и котельно-вспомога-

ТАБЛИЦА 22.1

НОРМЫ ТРУДОЕМКОСТИ РЕМОНТА КОТЛОВ И КОТЕЛЬНО-ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Оборудование	Норма трудо- емкости, чел.-ч	
	капиталь- ного ре- монта	текущего ремонта

Стационарные котлы

Котлы паровые вертикаль-
но-водотрубные на давле-
ние до 14 кгс/см², работаю-
щие на твердом топливе,
газе и мазуте типа ДКВр,
паропроизводительностью,
т/ч:

2,5	800	240
4,0	1100	330
6,5	1400	420
10	1650	480
20	2300	700

Котлы паровые вертикаль-
но-водотрубные на давление
40 кгс/см² для факельного
сжигания твердого топлива
паропроизводительностью,
т/ч:

20	2900	800
35	4800	1400
50	5600	1600
75	7200	2100

Котлы водогрейные, рабо-
тающие на твердом топли-
ве, теплопроизводительно-
стью, Гкал/ч:

<4,3	1000	300
6,5	1300	390
8,3	1500	450
10	1800	540
20	2500	750
30	2000	870
50	4400	1400
100	7200	2100

Котлоагрегаты автоматизи-
рованные, отопительные, чу-
гунные с тягодутьевым уст-
ройством и автоматикой,
поверхностью нагрева, м²:

23	340	100
32	400	120
40	470	140

Котлы вертикальные цилин-
дрические паропроизводи-
тельностью, т/ч:

0,4	120	36
0,8	180	50
1,0	240	70

Котлы отопительные чугу-
нные и стальные поверхно-
стью нагрева, м²:

<16	140	42
---------------	-----	----

Продолжение табл. 22.1

Оборудование	Норма трудо- емкости, чел.-ч	
	капиталь- ного ре- монта	текущего ремонта
25	170	50
34	200	60
46	240	70
55	280	90
100	400	120

Экономайзеры и воздухоподогреватели

Экономайзеры водяные чу- гунные на каждые 100 м ² поверхности нагрева . . .	90	25
Экономайзеры водяные из стальных гладких труб на каждые 100 м ² поверхности нагрева	80	22
Воздухоподогреватели труб- чатые на каждые 100 м ² по- верхности нагрева	70	20
Обдувочное устройство на один аппарат (без редукто- ра)	36	12

Топочные устройства

Топки механические актив- ной площадью, м ² :		
<10	500	150
14	680	200
20	900	270

Топки полумеханические ак- тивной площадью, м ² :		
<4	130	40
6	180	50
10	250	80

Механические наклонно-пе- реталкивающие решетки шириной, мм:		
1600	380	110
3500	580	170

Оборудование пылеприготовления и топливоподачи

Дробилки молотковые про- изводительностью, т/ч:		
8—12	200	60
18—24	300	90

Мельницы молотковые про- изводительностью, т/ч:		
<3,5	280	80
5,2	330	95
14,4	640	190
20,4	780	230

Сепараторы пыли диамет- ром, мм:		
1000	45	12
1300	55	16
1500	65	19
1800	80	24

Продолжение табл. 22.1

Оборудование	Норма трудо- емкости, чел.-ч	
	капиталь- ного ре- монта	текущего ремонта
Винтовые (шнековые) пита- тели угольной пыли произ- водительностью, т/ч:		
<6,8	60	18
10	75	24
Лопастные питатели уголь- ной пыли производитель- ностью, т/ч	60	18
5	70	21
10		
Дисковые питатели сырого угля производительностью, м³/ч:		
18—28	70	21
30—48	90	27
Скребокковые питатели сыро- го угля производитель- ностью 0,67—15 м³/ч . . .	130	40
Ленточные питатели сырого угля шириной ленты 500 мм производительностью <46 м³/ч	70	20
Ленточные транспортеры на 10 м длины транспортера при ширине ленты, мм:		
500	50	15
650	70	20
800	80	24
1000	90	27
Горелки пылеугольные про- изводительностью, т/ч:		
4—6	40	12
8—12	60	18
Сепараторы магнитные ши- риной ленты до 800 мм . .	160	48
Элеваторы цепные длиной цепи 25 м при ширине ков- ша, мм:		
350	250	70
450	310	90
Сбрасыватели плужковые односторонние для конвей- ера с шириной ленты, мм:		
500	35	10
650	55	15
800	80	24
Дробилки валцовые, диа- метр валков 600—800 мм .	300	90
Вагонетки узкоколейные ем- костью 0,75—1,5 м³ . . .	50	15
Узкоколейный путь на 100 м	30	9
<i>Оборудование золоулавливания и шлакоулавливания</i>		
Циклоны батарейные и жа- люзийные для котлов паро- производительностью, т/ч:		

Продолжение табл. 22.1

Оборудование	Норма трудо- емкости, чел.-ч	
	капиталь- ного ре- монта	текущего ремонта
5	35	10
10	70	20
20	100	23
Центробежные скрубберы диаметром <1700 мм . .	90	25
Аппараты золосмывные про- изводительностью 3—6 т/ч .	35	10
Механизированная установ- ка для шлакоудаления . .	190	45
Лебедки скреперные с элек- троприводом грузоподъем- ностью, т:		
<2	140	30
3	175	40
5	210	50
<i>Вентиляторы котельные</i>		
Вентиляторы дутьевые 'тн- па:		
ВД-6	40	10
ВД-8	50	12
ВД-10	70	18
ВД-12	80	20
ВД-13,0	100	25
ВД-15,0	120	30
ВД-18	140	40
ВД-20	160	50
Вентиляторы мельничные производительностью, м³/ч:		
12000	150	40
33000	200	50
60000	250	70
Дымососы центробежные одностороннего всасывания типа:		
Д-8	60	15
Д-10	80	20
Д-12	100	25
Д-13,5	120	30
Д-15,5	140	40
Д-18	160	50
Д-20	190	60
<i>Оборудование химической очистки воды</i>		
Фильтры натрий-катионит- ные диаметром, мм:		
700	40	12
1000	50	15
1500	60	18
Фильтры механические од- нородные диаметром, мм:		
1000	30	9
1500	40	12
Солеарастворители диамет- ром, мм:		
630	30	9
1000	40	12

Продолжение табл. 22.1

Продолжение табл. 22.1

Оборудование	Норма трудо- емкости, чел.-ч	
	капиталь- ного ре- монта	текущего ремонта
Дозаторы шайбовые ем- костью 40—80 мм	30	9
Распределители воды дни- сковые производительностью до 100 м³/ч	60	18
Деаэраторы вакуумные с баком, запорнорегулирую- щей арматурой и трубопро- водами в пределах установ- ки производительностью, т/ч:		
5	90	27
10	110	33
15	130	39
25	150	45
Деаэраторы атмосферные с колонкой, запорно-регули- рующей арматурой и трубо- проводами в пределах уста- новки производительностью, т/ч:		
5	100	30
10	125	38
15	140	42
25	160	48
50	170	51
75	180	54
100	200	60
Баки деаэраторные тепло- изоляционные с запорной арматурой емкостью, м³:		
5	20	6
10	25	7,5
15	30	9
25	40	12
35	50	15
50	65	19,5
70	80	24
90	90	27
Сепараторы непрерывной продувки емкостью, м³:		
0,2	12	3,6
0,7	20	6
1,5	28	8,4
5,5	40	12
12,5	55	16,5
Расширители непрерывной продувки емкостью, м³:		
1,7	30	9
5,5	50	15
7,5	65	19,5
12	75	22,5
Охлаждители пара, поступа- ющего от деаэраторов по- верхностью нагрева, м²:		

Оборудование	Норма трудо- емкости, чел.-ч	
	капиталь- ного ре- монта	текущего ремонта
<2	20	6
8	35	10,5
16	50	15
24	70	21
Теплообменники водо-водя- ные с поверхностью нагрე- ва, м²:		
<1	16	5
2—3	25	8
4—6	35	10
7—9	40	12
10—12	46	14
13—18	56	17
19—23	66	20
24—29	76	23
30—35	86	25
36—50	100	30
51—70	130	39
71—80	145	43
81—100	170	51
101—120	200	60
121—140	240	72
141—160	280	84
<i>Мазутное хозяйство</i>		
Расходные мазутные баки емкостью, м³:		
100	100	30
200	240	72
300	320	96
Подогреватели мазута про- изводительностью, т/ч:		
6	45	13
15	90	27
30	180	54
60	220	66
120	280	84
Фильтры мазутные произ- водительностью, т/ч:		
<10	15	4
20	22	6
30	30	9
Форсунки мазутные механи- ческие производительностью 0,2—10 т/ч	6	2
Форсунки мазутные паро- вые производительностью до 1,8 т/ч	8	2,4
Форсунки паромеханические производительностью 0,4— 6,4 т/ч	10	3
<i>Газовое хозяйство</i>		
Газорегуляторный пункт с беспилотным регулятором диаметром, мм:		
<32	50	15
50	60	18

Продолжение табл. 22.1

Оборудование	Норма трудо- емкости, чел.-ч	
	капиталь- ного ре- монта	текущего ремонта
Газорегуляторный пункт с «пилотом» Казанцева диаметром, мм:		
80—100	110	33
150	130	40
200	150	45
300	190	57
Горелка беспламенная панельная газовая производительностью, Мкал/ч:		
<85	12	3,6
120—280	16	4,8
Горелка инжекционная для газа и мазута производительностью 2,5 Мкал/ч . .	18	5
Горелка газомазутная производительнось, Гкал/ч:		
<4	20	6
5,6	30	9
Горелка пылегазовая производительнось по пыли 4—10 т/ч	50	15
Горелка пылегазовая турбулентная производительнось по пыли 4,75—5,15 т/ч	60	18

Примечания: 1. Трудоемкость ремонта для горизонтально-водотрубных котлов принимать равной трудоемкости вертикально-водотрубных котлов на давление <14 кгс/см² с коэффициентом 0,9.

2. Трудоемкость ремонта котлов с тремя и более барабанами принимать с коэффициентом 1,2.

3. Трудоемкость ремонта пароводяных теплообменников принимать с коэффициентом 1,05.

4. В нормах предусмотрены станочные работы для котлов 7 % и для котельно-вспомогательного оборудования 15 %. Обмуровочные и теплоизоляционные работы приняты в размере 15 %.

жна быть соответствующим образом скорректирована. В табл. 22.1 нормы трудоемкости приведены для оборудования со сроком службы до 20 лет. Для котлов и котельно-вспомогательного оборудования, эксплуатируемых более 20 лет, трудоемкость ремонта может быть увеличена на 10 %. Нормы приведены для котлов давлением до 14 кгс/см² при сжигании твердого топлива, газа и мазута; для котлов давлением 40 кгс/см² трудоемкость ремонта включает котел, пароперегреватель, водяной экономайзер и воздухоподогреватель, а для остальных эти элементы котлов нормируются отдельно. Трудоемкость ремонта котлов давлением 40 кгс/см², работающих на газообразном топливе и мазуте, принимается с коэффициентом 0,9, а для водогрейных — с коэффициентом 0,95.

Трудоемкость технического обслуживания полностью автоматизированных котлоагрегатов и котлоагрегатов, не имеющих постоянного обслуживающего персонала, принимается ежемесячно в размере 20 % табличной трудоемкости текущего ремонта всех эксплуатируемых котлоагрегатов и вспомогательного оборудования, включая автоматику независимо от сменности работы.

5. Нормы простоя из-за ремонта

На большинстве предприятий промышленные котельные работают с полной нагрузкой в осенне-зимний период, а в летний период покрывают только технологическую потребность в паре и горячей воде. Это дает возможность производить ремонт котельных агрегатов без простоя технологического оборудования и осуществлять его в летний период.

Нормы простоя котлоагрегатов в ремонте по критериям паропроизводительности, давления пара, видов топлива и способа сжигания топлива приведены в табл. 22.2 [1].

Ниже приведены нормы простоя из-за ремонта только для котельного оборудования, которое не имеет резерва и простой которого влияет на выполнение производственной программы.

Нормы простоя приведены при выполнении ремонтных работ в две смены. При трехсменной работе к нормам простоя вводится коэффициент 0,75, при односменной работе 1,8.

Трудоемкость ремонта, чел.-ч	100	200	400	600	800	1000	1500	2000
Простой при ремонте:								
капитальном, сут	2	4	6	10	14	16	20	22
текущем, ч	10	20	40	60	80	100	120	160

тельного оборудования охватывают все виды ремонтных работ (слесарные, станочные, обмуровочные, теплоизоляционные) согласно их типовому объему. В случае выполнения специальных работ сверх типового объема трудоемкость ремонта дол-

Длительность простоя дана в календарных сутках, включая выходные, но исключая праздничные дни, и установлена из принятой периодичности ремонтов при организации работ в две смены. В год проведения капитального ремонта производят

ТАБЛИЦА 22.2
НОРМЫ ПРОСТОЯ КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ
В РЕМОНТЕ В ТЕЧЕНИЕ ГОДА

Перопродовательность котла, т/ч	Вид сжигаемого топлива (тип топки)	Проведение капитального ремонта в отчетном году			Отсутствие капитального ремонта в отчетном году
		капитальный ремонт	текущий ремонт	всего прос-тоев	
Давление в котле 70—100 ат					
220—	Пыль, мазут	33	11	44	24
230	Мазут и газ	31	11	42	23
	Газ	29	10	39	22
160—	Пыль, мазут	27	9	36	20
170	Мазут и газ	26	9	35	19
	Газ	24	8	32	18
50—	Пыль, мазут	26	9	35	19
120	Мазут и газ	24	9	33	18
	Газ	23	8	31	17
Давление в котле ≤40 ат					
130—	Пыль, мазут	26	9	35	19
200	Мазут и газ	24	9	33	18
	Газ	23	8	31	15
40, 50,	Пыль, мазут	20	9	29	17
75, 100	Мазут и газ	19	9	28	16
	Газ	18	8	26	14
	Твердое (механические решетки)	22	9	31	18
<35	Пыль, мазут	17	9	26	15
	Мазут и газ	15	9	24	14
	Газ	14	8	22	13
	Твердое (механические решетки)	19	9	28	16

два-три текущих ремонта; при отсутствии капитального ремонта в отчетном году — три-четыре текущих ремонта.

Приведенные ниже нормы расхода основных материалов на 100 чел.-ч трудоемкости типового ремонта котлоагрегатов включают ремонт топочного устройства, пароперегревателей, водяных экономайзеров, воздухоподогревателей, оборудования пылеприготовления и топливоподачи, шлако- и золоудаления, тяго-дутьевых устройств и трубопроводов в пределах котельного помещения.

Черные металлы, кг: балки и швеллеры 20, крупносортовая сталь 12 (28), среднесортовая сталь 6(12), мелкосортовая сталь 4(9), толстолистовая сталь 37, тонколистовая сталь 2,5, сортовая конструкционная сталь 3, толстолистовая конструкционная сталь 2,5, тонколистовая конструкционная горячекатаная сталь 1,2, тонколистовая конструкционная холоднокатаная сталь 1,2, листовая нержавеющая холоднокатаная сталь 1,2, сортовая нержавеющая сталь 0,6, трубы газовые 4,7, трубы тонкостенные бесшовные 1,2, трубы тянутые 4,4, трубы катаные 5, трубы сварные больших диаметров 12,5,

Метизы: электроды сварочные 2,2 кг, сетка стальная 2 м², проволока стальная 2,2 (2,8) кг, болты с гайками 1,1 (1,8) кг, шайбы пружинные 16 шт., фольга стальная 0,15 кг, шпильки 1,2 кг.

Цветные металлы, кг: бронза 0,23, баббит 0,9, медный прокат 0,2, бронзовый прокат 0,23, пудра алюминиевая, красочная 0,2, сетка латунная сортовая 0,06 м².

Огнеупорная продукция, т: кирпич шамотный нормальный 0,38 (0,56), кирпич шамотный фасонный 0,15 (0,22), цемент глиноземистый 18 кг, глина огнеупорная 0,13 (0,18), шамотный порошок 0,25 (0,5).

Бумажная продукция, кг: прессшпан 0,06, прокладочный картон 0,12.

Текстильные материалы: войлок технический 0,18 кг, канат пеньковый 0,12 кг, канат хлопчатобумажный 0,12 кг, салфетка техническая 0,6 м, ткани хлопчатобумажные 2 м, обтирочный материал 1,6 кг.

Лакокрасочные материалы, кг: краски масляные 1, краска полихлорвиниловая, эмаль жаростойкая 5,5.

Резино-технические изделия: резина техническая листовая 0,3 м, трубки резиновые технические 0,3 м, рукава резиновые высокого давления с металлической оплеткой 0,8 м.

Асбестовые изделия, кг: картон асбестовый 3,7, набивка асбестовая пропитанная 0,4, нить асбестовая 0,9, шнур асбестовый 0,5, паранит 1,9, набивка хлопчатобумажная сухая 0,25, набивка пеньковая 0,08.

Химикаты, кг: сода каустическая 1,2, стекло жидкое 1,6, карбид кальция 8,5, кислород 5,6 м³, руда хромитовая 60.

Нефтепродукты, кг: керосин 1,3, смазки консистентные 1,3, масло машинное 9, бензин 0,2.

При этом необходимо учитывать следующее: нормы расхода тонкостенных электросварных труб даны только для котлов с трубчатыми воздухоподогревателями; сортовая и листовая нержавеющие стали предусматриваются для котлов, в которых имеются детали и элементы из этой стали; нормы расхода материалов составлены для котлоагрегатов с камерными топками и механическими решетками; для котлоагрегатов, работающих на газообразном и жидком топливах, нормы на балки и швеллеры, крупносортовую, среднесортовую и мелкосортовую стали, трубы газовые, тянутые, катаные, тонкостенные, кислород и карбид принимаются с коэффициентом 0,4 и на резинотехнические, асбестовые изделия и нефтепродукты — с коэффициентом 0,5.

Для котлов с тремя и более барабанами норма расхода катаных труб принимается с коэффициентом 1,2; норма расхода материалов на ремонт котлоагрегатов паропроизводительностью выше 25 т/ч принимается с коэффициентом 0,8; при дробном обозначении расхода материалов числитель означает норму для котлов с камерными топками, знаменатель — для котлов с механическими решетками.

Усредненные нормы расхода материалов на текущий ремонт вентиляционных установок (числитель) и насосов (знаменатель)

следующие, кг: тонколистовая конструкционная горячекатаная сталь 6,5 (—), среднесортная сталь 3 (4), мелкосортная сталь—(1,5), электроды сварочные 0,2 (—),

краска 0,7 (0,3), олифа натуральная 0,3 (0,1). Эти же нормы расхода материалов на капитальный ремонт — в 10 раз больше.

Глава 23 ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ СИСТЕМА ПРОМЫШЛЕННОГО ПРЕДПРИЯТИЯ

1. Общие сведения

Промышленность — это основной потребитель энергоресурсов; она расходует около 60 % добываемого в стране топлива, 51 % вырабатываемого тепла и 54 % электроэнергии. В СССР насчитывается более 40 отраслей и 500 видов производств, в которых энергетика является решающим элементом основных технологических процессов. Энергетика предприятия — это не только освещение, отопление и двигательная сила, но и равноправное звено основных технологических процессов, таких, как электролиз, электронагрев, электроплавка, плавка на основе автогенных процессов, гальваника, плазменные процессы, охлаждение и очистка технологических газов и т. д.

Энергетические процессы протекают изолированно и в сочетании с технологическими процессами. Промышленное производство характеризуется потреблением топлива и энергии различных видов в большом количестве, а также значительным выходом внутренних (вторичных) энергоресурсов.

Современные предприятия требуют не только надежного энергообеспечения, но и поддержания необходимого качества энергоносителей.

Энергохозяйство предприятия (группы предприятий, комбината или промышленного района) представляет собой единый, взаимосвязанный технический и экономический комплекс — энергетическую систему, состоящую из цехов, сооружений и агрегатов, обеспечивающих прием и преобразование электроэнергии и тепла, получаемых от государственных энергосистем. В этом же комплексе осуществляются выработка и преобразование всех других необходимых видов энергоресурсов, их транспортировка и использование в пределах предприятия. Энергосистемы промышленных предприятий включают в себя подсистемы: электро-, тепло-, паро-, воздухо-, газо-, водоснабжение и их использование. Таким образом, энергосистемы промышленных предприятий являются важной составляющей энергетической базы страны.

Энергетические цехи, сооружения и агрегаты могут быть отдельно стоящими или встроенными в основные промышленные объекты, чем обеспечиваются не только протекание технологического процесса и создание двигательной силы агрегатов, но и контроль и управление производством.

Специфика промышленной энергетики определяется многообразием ее циклов, нераз-

рывной связью их между собой и с технологическими процессами, наличием большого количества побочных энергоресурсов.

Промышленная энергетика все глубже проникает в основные и вспомогательные производства, а энерговооруженность и автоматизация являются определяющими факторами уровня их культуры и экономики. Значимость промышленной энергетики определяется высокой долей комплексных энергозатрат в общепроизводственных затратах: 15—20 % в машиностроении, 50—60 % в энергоемких производствах (алюминия, ферросплавов и т. д.), а также высоким удельным весом капиталовложений и большими основными фондами в составе производства (25—70 %).

Энергосистемы крупных промышленных комплексов по сравнимым показателям эквивалентны районным энергосистемам Минэнерго СССР.

Так как передача электроэнергии и транспортировка нефти и природного газа по трубопроводам технически возможны на большие расстояния, в стране созданы мощные специализированные союзные энергосистемы.

На рис. 23.1 представлена схема топливно-энергоснабжения промышленного предприятия или комплекса. Из схемы видно, что транспортные энергоносители поступают на предприятие из государственных энергосистем. Все остальные энергоресурсы (технологический и энергетический пар, горячая вода, кислород, сжатый воздух низкого давления, генераторный, доменный и коксовый газы и др.) имеют ограниченные пределы экономически оправданной дальности передачи, что и определяет степень централизации и кооперации снабжения данными видами энергоносителей, а также границы энергосистемы промышленного комплекса.

Границы энергосистемы промышленного предприятия или комплекса определяются экономически целесообразным радиусом передачи нетранспортабельных энергоносителей, т. е. пределами экономически оправданной кооперации снабжения паром, горячей водой, сжатым воздухом, кислородом и другими энергоносителями, а также возможностью их комбинированного производства и комплексного использования энергоресурсов для данного промышленного производства.

Границы кооперированного энергоснабжения производств от местных источников энергии следует рассматривать как грани-

цы, в пределах которых протекают энергетические процессы производства.

Совершенствование системы энергоснабжения промышленных предприятий — одно из определяющих условий снижения энергозатрат на единицу основной продукции и обеспечения надежности энергоснабжения.

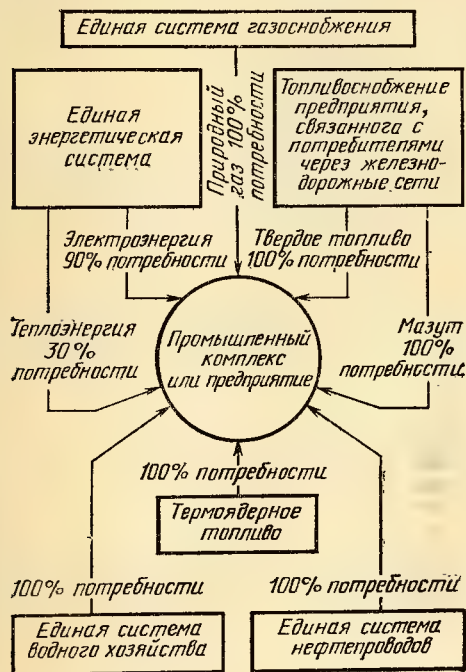


Рис. 23.1. Схема топливно- и энергоснабжения промышленного предприятия (комплекса)

Схема энергоснабжения должна строиться на основе централизации и кооперирования энергоснабжения, комплексного использования и комбинированного производства энергоресурсов, максимального использования внутренних энергоресурсов, учета взаимосвязей районной и промышленной энергетики, увязки с топливно-энергетическим балансом района, максимального использования новейших достижений в области совершенствования технологических и энергетических процессов.

При обосновании целесообразности комбинированного производства и потребления энергоресурсов первостепенным является определение границ возможной централизации и кооперации энергоснабжения в пределах энергосистемы промышленного предприятия (комплекса).

Наиболее перспективно по народнохозяйственной эффективности энерготехнологическое комбинирование производства и потребления энергоресурсов. Целесообразная степень кооперации может быть определена по методике, приведенной ниже. При кооперации снабжения энергией рассматриваются случаи для действующего и вновь проектируемого производства. В обоих случаях эффективность кооперирования энергоснабжения определяется расстоянием

между потребителями, соотношением мощностей источников энергоснабжения и спецификой технологии передачи энергоносителя.

В общем виде анализ может быть произведен путем сравнения расчетных затрат отдельного и кооперированного энергоснабжения по принятой методике. Пусть энергоснабжение каждой из групп потребителей осуществляется от источника 1 большей мощности и источника 2 меньшей мощности. Расчетные затраты на производство энергоносителя этими источниками обозначаются соответственно $З'_p$ и $З''_p$. При неизменной мощности источников целесообразность кооперирования определяется расстоянием L между ними. С увеличением этого расстояния повышаются расчетные затраты на передачу энергоносителя $З_{p,п}$. Кооперирование экономически целесообразно при таких значениях L , когда $З'_p + З_{p,п} < З''_p$.

Значение предельного, экономически выгодного радиуса передачи энергоносителя $L_{пр}$ определяется из равенства затрат (рубли) на единицу энергии

$$З'_p = З''_p + З_{p,п} \quad (23.1)$$

Предельный радиус передачи энергоносителя, когда источник 2 еще не построен, зависит от соотношения между производством расчетных затрат на производство энергии $\Delta З_p$ и расчетными затратами на передачу энергии

$$L_{пр} = (З''_p - З'_p) / (pK_n + C_n) \quad (23.2)$$

где $p=0,125$ — коэффициент эффективности для энергетики; K_n — годовые удельные капиталовложения в сети, руб.; C_n — сумма удельных эксплуатационных расходов на передачу единицы энергии на единицу длины, руб/км.

С увеличением расчетных затрат на передачу энергии уменьшается предельный радиус. При $З'_p + З_{p,п} > З''_p$ кооперирование становится экономически невыгодным. Если малый источник 2 уже построен и кооперирование связано с его закрытием и расширением источника 1, то формула (23.1) принимает вид:

$$S'_p = S''_p + S_{p,п} \quad (23.3)$$

где S'_p и S''_p — себестоимость энергоносителя в источнике 2 и источнике 1, руб. на единицу энергии; $S_{p,п}$ — себестоимость передачи энергоносителя, руб.

Тогда формула (23.2) имеет вид:

$$L_{пр} = (S'_p - S''_p) / (pK_n + C_n) \quad (23.4)$$

После получения данных о целесообразной степени кооперации энергоснабжения должны быть изучены вопросы комбинирования производства всех потребляемых энергоносителей, что и определит основные узлы схемы энергоснабжения (ТЭЦ, ЦЭС, утилизационные ТЭЦ, комбинированные паровоздушные и кислородные цехи и т. д.). По всем вариантам схемы необходимо про-

известны расчеты затрат на энергетику и энергоиспользование.

При разработке схемы энергоснабжения основное внимание уделяется надежности и экономичному обеспечению потребностей предприятия всеми видами энергоресурсов. Ниже приведены два примера эффективного решения схемы энергоснабжения.

1. Предприятия цветной металлургии рас полагают большими источниками вторичных энергоресурсов. Поэтому при проектировании энергоснабжения расширяемой части одного из заводов было решено обеспечить паротеплоснабжение и частично электроснабжение путем сооружения утили зационной ТЭЦ за отражательными печами. В тепловую схему завода (рис. 23.2) и ТЭЦ включены и другие источники вторичных энергоресурсов.

По количеству отходящих газов за отра жательными печами установлены два котла-утилизатора БКЗ-50-39У производитель ностью 37,2 т/ч каждый, давлением 39 кгс/см² и перегревом пара 450 °С с турбиной АП-6 и генератором Г2-6-2 мощностью 6000 кВт. Как видно из схемы, около 15 т/ч пара давлением 39 кгс/см² будет давать утили зационная установка, используя тепло кипящего слоя обжиговых печей.

2. Выбор наиболее рациональных систем выработки компрессорного воздуха, доменного дутья, кислорода, азота и других газов—очень важное условие снижения энергозатрат. Основная составляющая себесто

имости сжатого воздуха—затраты энергии на привод компрессоров и воздуходувок. В себестоимости технического кислорода от крупных установок около 70 % составляют расходы на сжатие воздуха в турбокомпрес сорах. Поэтому сокращение энергозатрат на привод и определяет экономичность комп рессорных и кислородных цехов. В качестве привода в мощных доменных компрессорах чаще всего применяются паровые турбины, для воздуховоснабжения других объектов — электрокомпрессоры.

Повышение экономичности районных КЭС в результате установки блоков мощ ностью 200 и 300 МВт позволяет снизить удельный расход тепла (с транспортирова нием до потребителя) до ~0,33 кг/(кВт× ×ч), в то время как на заводских станциях с параметрами пара не выше 90—130 кгс/см² и 535—565 °С расход тепла на турбо компрессоре составляет 0,4—0,43 кг/(кВт× ×ч). Однако это сравнение не может яв ляться доказательством экономичности электропривода по сравнению с турбинным, так как электроэнергия на КЭС выраба тывается не только экономичными машина ми, и поэтому удельные расходы тепла значительно выше. Если же учесть эконо мичность турбинного привода при регулировании числа оборотов машин, вызывае мом сезонными изменениями режимов ра боты, то преимуществом турбокомпрессоров становится еще нагляднее.

Самыми эффективными мероприятиями

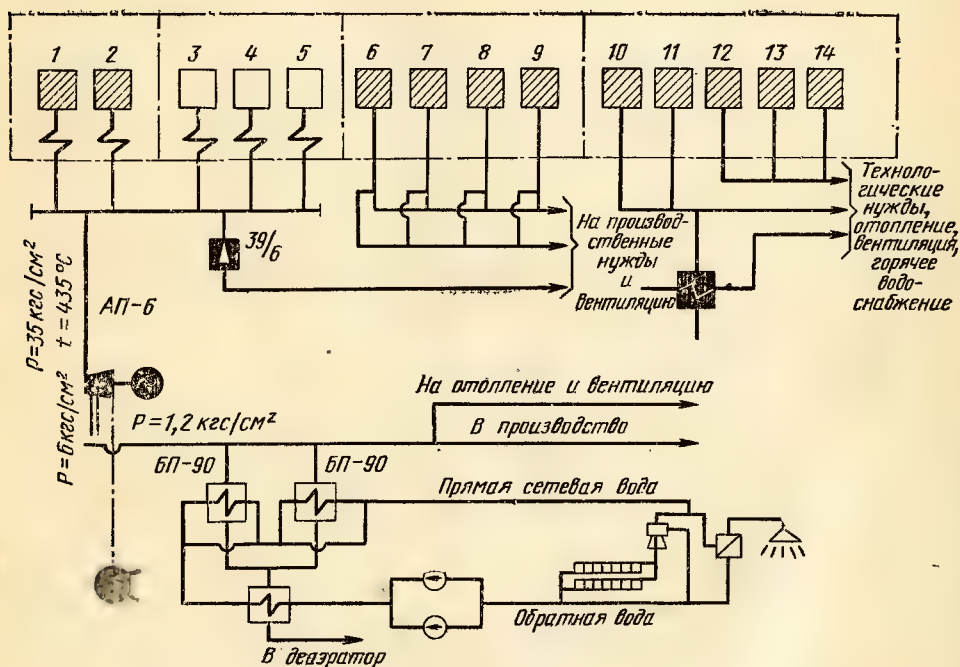


Рис. 23.2. Схема теплоснабжения Среднеуральского медеплавильного завода:

1 и 2 — утили зационная ТЭЦ (два котла БКЗ-50-39У паропроизводитель ностью 37,2 т/ч каждый); 3—5 — запроектированная утили зационная установка для печей кипящего слоя (три котла-утилиза тора паропроизводитель ностью 5 т/ч каждый); 6—9 — котельная цеха сжигания элементарной се ры (четыре котла СЭТА-Ц-100 паропроизводитель ностью 10 т/ч каждый); 10—14 — центральная ко тельная (10 и 11 — два котла ГМ-50; 12 и 13 — два котла ПТВМ-100; 14 — котел ПТВМ-50)

по сокращению затрат на привод компрессорных машин и капиталовложений являются комбинированное производство тепла и сжатого воздуха, а также использование в качестве привода паровых и газовых турбин.

На одном из уральских заводов с 1958 г. успешно эксплуатируется турбокомпрессор ОК-500-92 производительностью 500 м³/мин с использованием в качестве привода противоавиационной турбины АР-6-11 мощностью 6 МВт. Пар этой турбины давлением 12,5 кгс/см² в количестве 70 т/ч поступает в систему технологического пароснабжения. Такая установка обеспечивает экономии 14 тыс. т усл. топл./год по сравнению с турбокомпрессорами, работающими на конденсационном режиме, и снижает себестоимость воздуха на 50%.

Ниже приведены сравнительные данные по технико-экономическим показателям работы различных схем воздухоподогревания этого завода (рис. 23.3):

Тип турбокомпрессора	Производительность турбокомпрессора, м ³ /мин	Тип привода	Мощность привода	Расход энергии или тепла (усл. топл.) на 1000 м ³ сжатого воздуха
«Метро-Виккерс»	750	Синхронный двигатель	5400 кВ·А, 6 кВ	120 кВт·ч (54 т)
ОК-500-1, (конденсационный режим)	500	Паровая АП-4	4 МВт	500 Мкал (49,1 т)
ОК-500-92, (пар 9 кгс/см ² — из технологические нужды)		Газовая АР-6-11	6 МВт	100 Мкал (14,3 т)

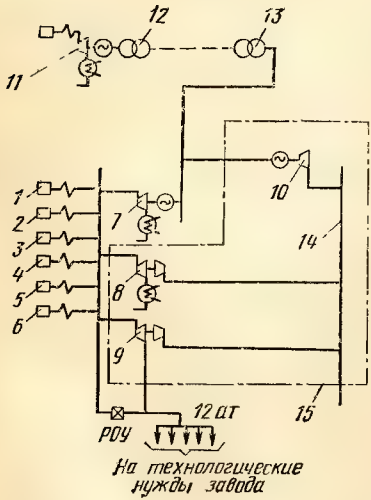


Рис. 23.3. Схема воздухоподогревания завода:

1—6 — котлы ТЭЦ; 7 — турбогенератор ТЭЦ; 8 — турбокомпрессор ОК-500-1 с конденсационной турбиной АП-4; 9 — турбокомпрессор ОК-500-92 с противоавиационной турбиной АР-6-11; 10 — компрессор с электроприводом «Метро-Виккерс»; 11 — турбогенераторы ГРЭС; 12 и 13 — трансформаторы ГРЭС и энергосистемы; 14 — трубопроводы сжатого воздуха; 15 — компрессорное отделение ТЭЦ

В результате аналитического исследования энергозатрат и схемы энергоснабжения Магнитогорского металлургического комбината, выполненной УФ АН СССР, найдены пути рационализации схемы энергоснабжения и энергоиспользования, которые позволили обеспечить развитие производства этого комбината при сокращении расчетных затрат на энергетику на 1,7 млн. руб.

В ведущих отраслях народного хозяйства (цветной и черной металлургии, химии, машиностроении и др.) накоплен большой опыт по руководству энергохозяйством. В министерствах работают главные энергетические управления, в составе которых имеются специальные институты, специализированные производственно-технические предприятия, тресты по автоматизации производства и внедрению вычислительной техники и др. На предприятиях созданы мощные службы главного энергетика. Процесс совершенствования структуры управления промышленностью должен в равной мере

затрагивать и промышленную энергетику. Только на научной основе можно обеспечить прогресс в решении многочисленных проблем промышленной энергетики.

2. Повышение эффективности энергетической системы промышленного предприятия

Для правильного ориентирования развития энергетики страны советскими учеными проведены системные исследования в электроэнергетике.

Энергетика страны — это совокупность больших энергосистем. Существуют электроэнергетические системы районные и единая общесоюзная Минэнерго СССР, водного хозяйства, нефтедобычи, транспортировки нефти, газовой, угольной промышленности, ядерной энергетики, а также энергосистемы промышленных предприятий или комплексов.

Всю страну обслуживают общенергетическая система — топливно-энергетический комплекс и отраслевые подсистемы — угольная, нефтедобывающая и газовая; районы обслуживаются районными энергосистемами, а отдельные энергопотребляющие объекты — их внутренними энергосистемами.

Общенергетическую систему следует

рассматривать лишь как объект планирования, а не объект хозяйственного управления.

Для руководства остальными общесоюзными энергосистемами созданы специальные министерства: угольной промышленности, нефтедобычи, нефтепереработки, газовой промышленности, среднего машиностроения.

Энергетика цветной металлургии представляет собой отраслевую систему промышленной энергетики.

Системный подход к пониманию энергетики отвечает задаче правильного анализа отдельных ее составляющих, в том числе позволяет вскрыть все взаимосвязи, выявить возможность замены одних видов энергии другими, использовать автоматизированные системы управления с применением электронно-вычислительных машин для диспетчеризации управления и обеспечить необходимую точность расчетов при проектировании.

Анализ и прогнозирование развития каждой из систем показывает, что в общенергетической системе страны существует проблема обеспечения жидким топливом, расход которого быстро растет на нужды химических производств, а также в связи с ускоренной механизацией и автоматизацией народного хозяйства. Основным в энергоснабжении остается пока органическое топливо, запасы наиболее качественных видов которого на Земле ограничены.

В настоящее время важнейшими целями являются ускоренное развитие атомной энергетики и газовой промышленности, осуществление максимально возможной замены жидкого топлива в энергетике природным газом, углем и сланцами. Добычу природного газа планируется в 1985 г. довести до 600 млрд. м³. Планируется также обеспечение покрытия потребности в жидком топливе за счет получения его из каменных углей.

Основными задачами повышения эффективности энергетического хозяйства промышленных предприятий являются совершенствование технологических и энергетических процессов производства, улучшение эксплуатационных качеств оборудования, сведение к минимуму затрат первичного топлива и других энергоресурсов, максимальное использование вторичных энергоресурсов, сокращение капиталовложений и численности обслуживающего персонала на производство заданного количества промышленной продукции, повышение мощности источников энергии. Все это определяется выбранной производственным предприятием системой энергоснабжения и энергоиспользования. Системы энергоснабжения и энергоиспользования большинства действующих и вновь строящихся предприятий не исчерпывают всех возможностей их рационального построения.

На проектирование рациональных тепловых схем предприятий должно быть обращено особое внимание. Однако в решении этого вопроса возникает ряд трудностей. Проектирующие организации при выборе варианта схемы теплоснабжения часто ис-

ходят из минимизации капиталовложений без учета эксплуатационных преимуществ энергетической и экономической эффективности схемы, решая задачу снабжения производства по изолированным схемам: электроэнергией — от энергосистем, теплом — от местных или районных котельных. Рассмотрение комбинированного производства других энергоресурсов, например сжатого воздуха, кислорода и т. д., вообще не практикуется, за исключением схем заводов черной металлургии, имеющих в своем составе доменное производство. На современном горном предприятии на сжатый воздух приходится 40 % всех энергозатрат, а в металлургическом производстве суммарные затраты на сжатый воздух и технологический кислород достигают 50 % всех энергозатрат.

Оптимальная структура энергоснабжения может быть определена только на основании технико-экономического анализа и разработки мероприятий по уменьшению расхода энергии на заданное производство.

Рассмотрим аналитическую схему оптимизации энергоснабжения промышленного предприятия или комплекса (рис. 23.4).

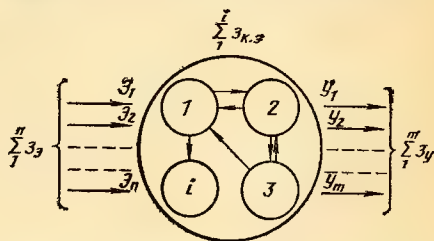


Рис. 23.4. Аналитическая схема оптимизации энергоснабжения промышленного комплекса (пунктиром показаны границы комплекса):

1, 2, 3, ..., i — источники энергоснабжения внутри комплекса; $\mathcal{E}_1, \mathcal{E}_2, \dots, \mathcal{E}_n$ — энергоносители, подаваемые от внешних источников; $\mathcal{Y}_1, \mathcal{Y}_2, \dots, \mathcal{Y}_m$ — энергоносители, отпускаемые из промышленного комплекса сторонним потребителям

Чтобы отразить влияние многочисленных факторов, определяющих размер энергозатрат на производство, необходимо выбрать обобщающий показатель, по значению которого можно выбрать наиболее рациональный вариант энергоснабжения. Таким обобщающим показателем является сумма затрат на энергетику и энергоиспользование для рассматриваемого объекта (промышленного комплекса).

Для обеспечения заданного объема производства необходимо произвести затраты Z_{Σ} (руб.) на энергетику и энергоиспользование, сумму которых можно рассчитать по формуле

$$3_{\Sigma} = \sum_1^n 3_{\vartheta} + \sum_1^i 3_{\kappa, \vartheta} - \sum_1^m 3_y, \quad (23.5)$$

где $\sum_1^n Z_a$ —сумма затрат на энергоресурсы, подаваемые на промышленный комплекс из

внешних источников $\sum_1^I Z_{к.э}$ — расчетные затраты на энергетику и энергоиспользование для заданного объема производства внутри промышленного комплекса; $\sum_1^m Z_y$ — расчет-

ные затраты на товарные энергоресурсы, отпускаемые сторонним потребителям.

Сумма годовых эксплуатационных затрат (руб.) определяется по формуле

$$\Sigma U = U_{ам} + U_{т.р} + U_t + U_{з.п} + U_{з.в} + U_v + U_{пр}, \quad (23.6)$$

где $U_{ам}$ — сумма амортизационных отчислений; $U_{т.р}$ и U_t — годовые затраты на текущий ремонт и топливо; $U_{з.п}$ — годовой фонд заработной платы с начислением; $U_{з.в}$ и U_v — годовые затраты на электроэнергию и воду; $U_{пр}$ — управленческие и прочие годовые расходы по источнику энергоснабжения.

После анализа всех направлений повышения эффективности энергохозяйства промышленного предприятия или комплекса окончательный выбор варианта энергоснабжения можно определить по схеме, приведенной на рис. 23.4.

Наиболее рациональной системой энергоснабжения для заданного промышленного предприятия или комплекса может быть принята та, где $Z_{\Sigma} = \min$.

Из выражения (23.5) следует, что для обеспечения заданного производства затраты на энергетику и энергоиспользование будут наименьшими при сокращении расхода энергоресурсов, получаемых от

внешних источников $\sum_1^n Z_{э}$, сокращении вложений в энергетику (капиталовложений) и энергоиспользование (минимальный расход энергоресурсов на производство) внутри промышленного предприятия или комплекса $\sum_1^I Z_{к.э}$, а также при максимальной отдаче товарных энергоресурсов сторонним потребителям $\sum_1^m Z_y$.

Рассмотрение всех элементов аналитической схемы оптимизации энергоснабжения промышленного предприятия или комплекса позволяет объективно подойти к разработке всех разделов схемы энергоснабжения на наиболее выгодных основах с учетом максимального использования внешних источников (дающих, как правило, более дешевую энергию), рационального построения внутреннего энергохозяйства (минимизации капиталовложений и эксплуатационных затрат) и максимальной отдачи избыточных энергоресурсов сторонним потребителям.

Развитие внутренних источников энергоснабжения выгодно, если расчетные затраты на энергетику и энергоиспользование внутри промышленного предприятия или комплекса более низкие, чем затраты на энергоснабжение извне.

Вопрос о соотношении между объемом получения энергии извне и выработкой ее внутри комплекса решается по результатам изучения технологических возможностей максимального использования побочных энергоресурсов, т. е. технологическими расчетами схемы энергоснабжения, рассмотрением возможностей комбинированного производства энергоресурсов (электроэнергии, теплоты, сжатого воздуха, кислорода и др.) и комплексного их использования.

Экономическая целесообразность того или иного варианта схемы энергоснабжения определяется анализом расчетов экономической эффективности, расчетными затратами по выражению (23.5) на осуществление вариантов возможных схем для вновь проектируемого предприятия или комплекса и всех намеченных мероприятий по рационализации имеющихся схем энергоснабжения и энергоиспользования для действующего предприятия или комплекса.

Таким образом, анализ исходных положений оптимизации энергоснабжения позволяет наметить следующие основные направления повышения эффективности энергохозяйств промышленных предприятий или комплексов:

модернизация и замена морально устаревшего и физически изношенного энергопотребляющего и технологического оборудования более экономичным и менее энергоемким;

разработка и внедрение энерготехнологических комплексов безотходной технологии с замкнутым энергетическим циклом; внедрение автоматических средств и автоматизированных систем управления и контроля;

оптимизация топливно-энергетических балансов предприятий, совершенствование систем электроснабжения и электропотребления, в том числе применение подстанций глубокого ввода, симметричных токопроводов, напряжения 660 В, полупроводниковой техники второго поколения большой единичной мощности (63—100 кА, 220 кВ) по схеме линия—агрегат—серия без промежуточного трансформирования.

оптимизация тепловых режимов технологических агрегатов, совершенствование сжигания топлива, выбор наиболее экономичных энергоносителей, широкое использование горячего и обогащенного кислорода дутья;

максимальное снижение потерь при передаче различных видов энергоресурсов в сетях и трубопроводах, применение высокоэффективных огнеупоров и теплоизоляционных материалов, повышение теплоустойчивости зданий и сооружений;

модернизация газовых хозяйств предприятий с целью исключения энергозатрат на транспортировку разубожженных газов;

максимальное использование вторичных энергоресурсов — утилизация физического тепла отходящих технологических газов, огненно-жидких шлаков и низкопотенциальных источников энергии (охлаждающих воды и воздуха, вентиляционных выбросов и др.);

разработка научно обоснованных норм удельного расхода топливно-энергетических ресурсов, организация повседневного строгого учета и контроля за расходованием топлива, тепло- и электроэнергии;

централизация выработки теплоэнергии на крупных котельных, а также комбинированная выработка электро- и теплоэнергии на теплоэлектроцентралях с оптимальным для заданных условий коэффициентом теплофикации;

строительство атомных ТЭЦ и малых атомных электростанций типа «Север» в качестве источников электро- и теплоэнергии в отдаленных районах страны.

Промышленная энергетика при всем ее разнообразии, связанном со спецификой и масштабами производств, одновременно является категорией межотраслевой, общегосударственной и поэтому должна подчиняться в определенных вопросах централизованному управлению.

Межотраслевые проблемы промышленной энергетики:

общегосударственная техническая политика в области топливных балансов;

общие принципы в выборе важнейших направлений и путей экономии энергоресурсов;

широкое внедрение автоматики, автоматизированных систем и средств управления и контроля, повышающих эффективность производства, качество выпускаемой продукции и экономии трудовых ресурсов;

разработка энергосберегающих технологий и оборудования;

разработка надежных экономических систем и схем энергоснабжения и энергопотребления с учетом специфики отраслей и производств;

внедрение достижений науки и техники, передового опыта, организация межотраслевой научно-технической информации в области промышленной энергетики;

создание централизованной и специализированной системы ремонта энергооборудования с оптимальным размещением ее предприятий и организаций по районам страны, так как ремонтные заводы, цехи и мастерские в отраслях по мощности, специализации, технической оснащенности и обеспеченности кадрами не удовлетворяют их собственные нужды и не соответствуют современным требованиям;

разработка общегосударственной системы планирования, финансирования и строительства объектов, предназначенных для экономии энергоресурсов;

разработка и внедрение системы морального и материального стимулирования осуществления мероприятий по экономии энергоресурсов;

подготовка и повышение квалификации кадров для промышленной энергетики.

3. Рациональное использование энергоресурсов

Одним из показателей оценки технического уровня того или иного технологического процесса и его экономической целесообраз-

ности является количество энергии, расходуемой непосредственно на процесс и на взаимосвязанные производства (сквозные отраслевые энергозатраты на единицу продукции). Поэтому решение задач по экономии топливно-энергетических ресурсов связано с переоценкой технологических и экономических критериев производств с тем, чтобы планировать их развитие с учетом достижения оптимальных энергозатрат.

Применение энергетического к. п. д. как показателя, обобщающего использование всех энергоносителей, усложняет анализ энергоиспользования. Обычно сравниваемые показатели (параметры агрегатов, расходные коэффициенты, к. п. д. аппаратов, удельные расходы, организационно-технические мероприятия и т. п.) не характеризуют полноты использования топлива и вторичных энергоресурсов отдельных цехов и заводов. Необходим универсальный критерий, позволяющий всесторонне раскрыть состояние топливоиспользования по отдельному предприятию или виду производства. Для этого представляется целесообразным сравнивать фактический η_n и оптимальный $\eta_{оп}$ средневзвешенные коэффициенты топливоиспользования предприятия при современных условиях.

Коэффициент $\eta_{оп}$ рассматриваемого процесса рассчитывается с учетом всех возможных и целесообразных в современных условиях мероприятий по рационализации использования топлива на каждом агрегате без изменения объема производства.

При определении коэффициента $\eta_{оп}$ для цеха или агрегата учитываются следующие мероприятия: беззатратные — обеспечивающие оптимальные тепловые режимы за счет улучшения организации производства и сокращения простоев оборудования; малозатратные — на ежегодные капитальные и текущие ремонты оборудования; связанные с капитальными затратами — на модернизацию агрегатов, сооружение утилизационных установок и новых устройств.

Целесообразность проведения мероприятий, связанных с капитальными затратами, определяется по общепринятой методике оценки эффективности капиталовложений в энергетику.

Сравнение оптимального средневзвешенного коэффициента топливоиспользования предприятия с фактическим дает возможность объективно оценить топливоиспользование по предприятию в целом. Разность между оптимальным и фактическим средневзвешенными коэффициентами топливоиспользования показывает величину недоиспользования топлива на предприятии

$$\Delta\eta = \eta_{по} - \eta_n \quad (23.7)$$

и определяет тенденцию в развитии топливоиспользования предприятия (или отдельного вида производства).

Если $\Delta\eta$ близка к нулю, то предприятие имеет совершенное оборудование и тепловые процессы. Для вновь строящегося предприятия $\Delta\eta$ должна проектироваться равной нулю.

Определение коэффициентов η_n и $\eta_{оп}$ производится следующим образом. На

предприятию имеется m цехов с годовым расходом топлива в первом цехе B_1 , во втором B_2 , в цехе m B_m и с соответствующими фактическими коэффициентами топливоиспользования $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_m$.

Фактический средневзвешенный коэффициент топливоиспользования предприятия определяется по формуле

$$\eta_{\text{ф}} = \frac{B_1 \eta_1 + B_2 \eta_2 + \dots + B_m \eta_m}{B_1 + B_2 + \dots + B_m} = \frac{\sum_1^m B \eta}{\sum_1^m B} \quad (23.8)$$

Для расчета оптимального средневзвешенного коэффициента топливоиспользования $\eta_{\text{оп}}$ необходим анализ работы каждого агрегата с учетом современных требований по рациональному сжиганию и использованию резервов топлива.

При оптимальных условиях расход топлива в первом цехе обозначим B'_1 , во втором B'_2 и т. д., а оптимальные коэффициенты топливоиспользования цехов соответственно $\eta'_1, \eta'_2, \dots, \eta'_m$.

Оптимальный средневзвешенный коэффициент топливоиспользования предприятия будет равен

$$\eta_{\text{оп}} = \frac{B'_1 \eta'_1 + B'_2 \eta'_2 + \dots + B'_m \eta'_m}{B'_1 + B'_2 + \dots + B'_m} = \frac{\sum_1^m B' \eta'}{\sum_1^m B'} \quad (23.9)$$

$\Delta\eta$ определяем по формуле (23.7). Произведение абсолютного расхода топлива $\sum_1^m B$ на $\Delta\eta$ по предприятию даст абсолют-

ную величину недоиспользования топлива

$$\Delta B = \Delta\eta (B_1 + B_2 + \dots + B_m) = \Delta\eta \sum_1^m B. \quad (23.10)$$

Подсчет средневзвешенного коэффициента топливоиспользования предприятия может быть выполнен по методике, предложенной Вейцем [1, 2]. Для подсчета коэффициента топливоиспользования по заводским ЦЭС и ТЭЦ и промышленным котельным могут быть использованы нормативный метод теплового расчета котельных агрегатов [2] и рекомендации, изложенные в работах [3, 4], по нагревательным печам — методика Тройба, для определения эффективности использования вторичных энергоресурсов — методики Виленского [5, 6].

Предлагаемая методика оценки топливоиспользования на промышленном предприятии путем определения коэффициента недоиспользования топлива дает возможность установить объективный универсальный критерий топливоиспользования на предприятиях различной мощности и разных отраслей промышленности, вскрыть резервы производства в области экономии топлива и использования вторичных энергоресурсов, свести к минимуму погрешности расчета, зависящие от самой методики.

Из общего количества энергоресурсов, расходуемых в промышленности, до 70 % покрывается за счет топлива. Однако надзор за его расходом на предприятиях пока еще недостаточен, а существующие методы планирования и отчетности по топливу не отражают объективного состояния и возможностей топливоиспользования. В связи с этим часто создается видимость благополучного положения с использованием топлива и не ведется эффективная борьба за его экономию.

Ниже приведен сравнительный анализ эффективности разработанных мероприятий по экономии топлива и тепла на четырех предприятиях разных отраслей:

	Северский трубный завод	Красно- уральский металла- ургический комбинат	Уралхим- машзавод	Полевской криолито- вый завод
Фактический коэффициент топливоиспользования $\eta_{\text{ф}}$, %	43,3	46,0	76,0	64,0
Оптимальный коэффициент топливоиспользования $\eta_{\text{оп}}$, %	56,5	62,6	83,0	70,0
То же, с учетом тепла технологических экзотермических процессов $\eta_{\text{оп}}$, %	—	83,0	—	97,0
Коэффициент недоиспользования $\Delta\eta$, %	13,2	16,6	6,0	6,0
То же, с учетом тепла технологических экзотермических процессов $\Delta\eta$, %	—	37,0	—	33,0
Непроизводительные затраты топлива, тыс. т усл. топл.	70,1	27,4	4,99	0,77
То же, с учетом тепла технологических экзотермических процессов, тыс. т усл. топл.	—	48,4	—	9,67
Относительный непроизводительный расход топлива по отношению к фактическому расходу, %	32,0	24,0	6,0	2,4
То же, с учетом тепла технологических экзотермических процессов, %	—	42,2	—	30,0

При расчете коэффициента топливоиспользования отдельных агрегатов рассматривались все виды потерь тепла (отходящих газов, экзотермических процессов, химический недожог топлива и др.), а также снижение их путем реализации технически осуществимых и экономически обоснованных мероприятий (установки котлов-утилизаторов и рекуператоров, автоматизация процесса горения и т. д.).

Так, фактический коэффициент топливоиспользования на Северском трубном заводе составлял 43,3 %. Реализация ряда мероприятий привела к повышению этого коэффициента до 56,5 %. К числу реализованных мероприятий можно отнести установку котлов-утилизаторов за мартеновскими печами и оборудование последних испарительным охлаждением, котлов-утилизаторов на газогенераторной станции и др. Эти мероприятия снизили общий расход топлива по заводу на 70,1 тыс. т усл. топл., что составило 32 % фактического топливopotребления.

На Красноуральском медеплавильном комбинате произведен анализ работы отражательных печей, сушильных барабанов суперфосфатного цеха, концентраторов фосфорной кислоты, сушильных барабанов обогатительной фабрики, конвертеров, обжиговых печей и котельной. Фактический средневзвешенный коэффициент использования топлива составил 46 %. Наиболее эффективными являются мероприятия по улучшению работы отражательных печей, коэффициент топливоиспользования на которых может быть повышен с 46 до 62,6 % за счет автоматизации режима горения, более полного использования тепла отходящих газов для подогрева воздуха на дутье, паровоздушной грануляции шлака. Расчет оптимального коэффициента топливоиспользования по принятой методике показал, что после реализации ряда мероприятий и экономически обоснованных мероприятий он составит 62,6 % без учета использования тепла отходящих газов конвертеров. При этом коэффициент недоиспользования топлива оказывается равным 16,6 %, а непроизводительные затраты 27,4 тыс. т усл. топл., что составляет 24 % фактического расхода топлива по комбинату.

Использование тепла экзотермического процесса окисления серы в конвертерах является дополнительным резервом. Приемлемое техническое решение этого вопроса позволило бы сэкономить в масштабе комбината значительное количество натурального топлива. С учетом этого обстоятельства оптимальный коэффициент топливоиспользования возрастает до 83 %, а выявленные непроизводительные затраты топлива — до 48,4 тыс. т усл. топл./год, что составляет 42,2 % общего расхода.

На Полевском криолитовом заводе все технологические огнетехнические агрегаты, работающие на генераторном газе, имеют по условиям технологии относительно низкие температуры отходящих газов (150—250 °C). Коэффициент недоиспользования топлива здесь составляет 6 %. Зна-

чительные резервы тепла могут быть утилизированы путем экранирования обжиговых печей и установки котлов-утилизаторов в башенном цехе, где сжигается сера пиритного концентрата. Решение этого вопроса позволит повысить оптимальный коэффициент топливоиспользования до 97 %. При этом пар от котлов-утилизаторов может быть использован на энергетические и технологические нужды, что позволит снизить до минимума расход натурального топлива на выработку пара.

Исследования, выполненные на указанных предприятиях, позволяют охарактеризовать предприятия различных технологических профилей в отношении эффективности использования ими натурального топлива и внутренних тепловых ресурсов, и планировать реализацию наиболее эффективных мероприятий по экономии топлива.

По приведенным выше данным можно судить об абсолютных и относительных непроизводительных затратах топлива, которые могут быть устранены. Основной резерв экономии топлива на этих предприятиях — повышение к. п. д. технологических топливоиспользующих агрегатов с использованием вторичных энергоресурсов.

Цветная металлургия — одна из энергоемких отраслей народного хозяйства. Прямые энергозатраты в отрасли на добычу сырья и производство металлов составляют 20—55 % себестоимости отдельных видов продукции. Стоимости энергооборудования отрасли равна 30 % стоимости всех ее основных фондов. Более 60 % энергоресурсов в отрасли расходуется на технологические нужды.

Технический уровень производства цветных металлов и энергоиспользование в отрасли близки к мировому уровню. Например, отечественные электролизеры с боковым токоподводом не уступают зарубежным аналогам по удельным расходам технологической электроэнергии. Но наряду с такими совершенными технологическими процессами, как кислородно-взвешенная плавка, кивцетный процесс и др., в которых энергозатраты почти оптимальные, применяются и традиционные технологические схемы (плавка шихты в отражательных, шахтных и электрических печах) с расходом энергоресурсов, в полтора-два раза превышающим расход при автогенных процессах, и с низким к. п. д. металлургических агрегатов (15—35 %).

Напряженность топливно-энергетического баланса требует радикального усиления работ по экономии всех видов энергии. Экономии и рациональному использованию энергоресурсов в отрасли уделяется серьезное внимание. Особенно актуальна эта задача при огромных масштабах энергопотребления и значительном выходе вторичных энергоресурсов. В отрасли работают свыше 350 теплоутилизационных установок. Мероприятия по экономии энергоресурсов являются высокоэффективными, затраты на них в два-три раза меньше, чем на добычу и производство эквивалентного количества энергоресурсов, и окупаются за 0,5—1,5 года.

1. Основные сведения о затратах энергоресурсов в цветной металлургии

Значительная энергоемкость цветной металлургии требует постоянной и целенаправленной работы по рационализации использования топливно-энергетических ресурсов. Эту работу в отрасли проводят по следующим основным направлениям: разработка и внедрение новых, более экономичных энерготехнологических агрегатов и процессов; замена и модернизация устаревшего и неэкономичного энергетического и энерготехнологического оборудования; централизация энергоснабжения и совершенствование топливно-энергетического баланса; внедрение автоматизации и автоматизированных систем управления; повышение уровня эксплуатации технологического и энергетического оборудования.

В соответствии с этими направлениями разрабатываются и реализуются комплексные программы внедрения прогрессивных энерготехнологических процессов, модернизации и автоматизации энергетического и энерготехнологического оборудования, оптимизации энергобалансов и режимов энергопотребления и использования вторичных энергоресурсов.

Сокращение потерь топлива при хранении

Уголь. Небрежная разгрузка, а также неправильное складирование и хранение угля приводят к большим количественным потерям и снижению его качества.

Одна из причин потерь угля при хранении — отсутствие специально подготовленного и оборудованного склада. Это приводит к загрязнению нижних слоев угля грунтом, а при хранении на болотистой или песчаной почве — к безвозвратной потере части топлива.

Существенные потери происходят от рассева и разбрасывания угля по территории завода при перегрузках, а также от уноса угольной пыли ветром. Последнее наиболее характерно для углей механически непрочных, легко поддающихся измельчению.

Однако самая значительная потеря — это снижение качества угля в результате его самовозгорания, которое сопровождается потерей летучих веществ, уменьшением содержания горючих элементов, увеличением зольности и, следовательно, понижением теплотворной способности угля. Потери от самовозгорания — следствие неправильного складирования и хранения угля.

Исследования показали, что при соблюдении норм и правил закладки штабелей даже наиболее склонный к самовозго-

ранию уголь может храниться длительное время (несколько лет), при этом качество его не ухудшается.

Во избежание механических потерь угля следует:

а) следить за полной очисткой подвижного состава от остатков угля, обращая особое внимание на очистку буферного бруса, рамы, хребтовой балки, рессор и бортов вагонов;

б) не допускать сбрасывания топлива с высоты более 3 м во избежание его распыливания, а также неравномерного распределения кусков по крупности;

в) в местах пересыпок с транспортеров устраивать течи с защитными фартуками и чехлами, предупреждающими отсевание и унос мелких фракций;

г) рассыпаемый при транспортных работах уголь собирать, не допуская втапывания и перемешивания его с грунтом. Своевременно производить очистку габаритов железнодорожных путей и автодорог от рассыпанного угля;

д) во избежание втрамбовывания остатков угля в грунт погрузочными машинами фронты выгрузки и участки штабелей зачищать подгребающими грейферами, бульдозерами, одноковшовыми погрузчиками, скреперами и пр.;

е) при работе с грейферами и скреперами не допускать захвата угля совместно с грунтом; необходимо оставлять защитный слой угля, убираемый впоследствии вручную;

ж) работу гусеничных погрузочных машин организовывать так, чтобы не требовался проход этих машин по незащищенным от угля площадям;

з) производить утрамбовку штабелей катками, а не ручными трамбовками, сильно измельчающими уголь;

и) разгрузку угля производить только на специально подготовленную площадку;

к) для уменьшения потерь угля от ветров и атмосферных осадков располагать штабеля торцами в направлении господствующих ветров, а также уплотнять поверхности штабелей.

К химическим потерям углей, не предназначенных для коксования, относятся потери и изменения в составе органической массы, озоление и, как результат, увеличение балласта и снижение теплотворной способности. Для предупреждения химических потерь следует соблюдать правила закладки и хранения угля.

Нефть и нефтепродукты. Основные потери нефти и нефтепродуктов складываются из потерь от испарения в резервуарах и потерь от утечек.

Потери от испарения в резервуарах — это наиболее значительные потери, которые относятся к категории количественно-качественных, так как при испарении в атмосферу переходят наиболее легкие уг-

леводороды, что не только уменьшает количество, но и ухудшает качество нефти или нефтепродуктов. Нередки случаи, когда в результате больших потерь легких фракций при хранении бензина он оказывается непригодным для использования. В зависимости от причин, вызвавших потери от испарения, величина их колеблется в значительных пределах.

Изучение процесса испарения в резервуарах и выявление причин и размеров потерь дало возможность разработать наиболее эффективные средства борьбы с этим явлением. Основное направление здесь — сокращение газового пространства резервуара. На этом принципе основан эффект применения плавающих крыш и понтонов, которые позволяют сократить потери от испарения на 80—85 %.

Большую перспективу имеет покрытие поверхности нефти поверхностно-активными веществами, создание резервуаров специальных конструкций, подземных хранилищ и др.

Потери от утечек относятся к категории чисто количественных.

Утечки происходят через неплотности соединений трубопроводов, резервуаров, задвижек, сальников, насосов и др., при коррозионных разрушениях трубопроводов и резервуаров, переливах резервуаров, цистерн и других емкостей. Утечка одной капли в 1 с дает потери до 130 л/мес. Капли, переходящие временами в струйку, — до 200 л/мес; струя нефтепродукта диаметром 3,2 мм (при давлении 1 кгс/см²) — до 25000 л/мес; струя нефтепродукта диаметром 4,8 мм (при давлении 1 кгс/см²) — до 40000 л/мес.

Предотвращение потерь от утечек зависит от своевременного проведения профилактических ремонтов и специальных организационно-технических мероприятий, разрабатываемых в каждом отдельном случае.

Основные мероприятия по сокращению потерь нефти и нефтепродуктов следующие:

1. Совершенствование системы учета нефти и нефтепродуктов.
2. Разработка научно обоснованных норм потерь.
3. Осуществление прямой передачи топлива в технологические установки.
4. Предельное сокращение внутризаводских перекачек из резервуара в резервуар.
5. Внедрение более совершенной технологии компаундирования бензинов, сокращающей потери при перемешивании в «атмосферных» резервуарах.
6. Широкое внедрение резервуаров специальных конструкций.
7. Герметизация сливно-наливных операций на эстакадах.
8. Организация надежной антикоррозионной защиты подземных трубопроводов и стальных резервуаров.
9. Улучшение организации систематического ремонта технологических трубопроводов, резервуаров, арматуры, уплотнений насосов и др.

2. Основные мероприятия по экономии топлива и теплоэнергии, связанные с совершенствованием технологии производства цветных металлов

Наибольшая доля расхода топливно-энергетических ресурсов приходится на технологические переделы производства цветных металлов. Поэтому естественно, что именно здесь имеются основные резервы экономии топлива, тепла и электроэнергии, и в этом направлении следует проводить основную работу по их освоению.

Ниже приведены важнейшие мероприятия по экономии топлива и теплоэнергии, связанные с совершенствованием технологии производства цветных металлов.

Алюминиевая промышленность

1. Модернизация тепловых схем автоклавного выщелачивания бокситов с увеличением регенерации тепла.
2. Модернизация тепловых выпарных батарей с увеличением кратности использования тепла.
3. Совершенствование передела спекания шихты с устройством выносного гранулятора.
4. Освоение сухого способа спекания нефелиновой шихты.
5. Совершенствование процесса кальцинации глинозема с устройством циклонно-шахтного теплообменника и холодильника кипящего слоя.
6. Освоение кальцинации глинозема в печи кипящего слоя.
7. Перевод печных агрегатов глиноземного производства на газообразное топливо.
8. Автоматизация процесса производства глинозема.

Медная промышленность

1. Внедрение автогенной плавки медных концентратов.
2. Внедрение плавки медных концентратов в кивцетных установках.
3. Совершенствование шахтной плавки путем применения горячего дутья, обогащенного кислородом и природным газом.
4. Перевод металлургических печей на использование природного газа с применением горячего дутья.

Никелевая промышленность

1. Внедрение автогенной плавки никелевых концентратов.
2. Внедрение способа прямого получения анодного никеля в конвертерах с внепечным вакуумированием.
3. Внедрение непрерывного конвертирования штейна.
4. Совершенствование шахтной плавки путем применения дутья, обогащенного кислородом.

Свинцово-цинковая промышленность

1. Внедрение гидрометаллургического способа переработки цинковых кеков.

2. Внедрение кивцетной плавки свинцовых концентратов.

3. Освоение кислорода и горячего дутья в печах кипящего слоя.

3. Вторичные энергоресурсы

Анализ тепловых балансов основных технологических агрегатов цветной металлургии показывает, что коэффициент полезного использования топлива в отрасли по различным переделам и подотраслям составляет 10—40 %. Так, в отражательных печах медеплавильных заводов полезное использование тепла составляет 15—30 %, потери тепла с уходящими газами доходят до 65 %, а со шлаком теряется 30 % тепла. В шахтных печах полезное использование тепла равно 16—20 %, потери тепла с уходящими газами составляют ~40 %, со шлаками теряется до 30 %, а с охлаждающей водой >12 %.

Основные составляющие потери теплоэнергии в топливных металлургических печах: $Q_{ух}$ — потери тепла с уходящими газами; $Q_{св}$ — потери тепла через свод, стены и под печи; $Q_{изл}$ — потери тепла излучением через открытые отверстия; $Q_{охл}$ — потери тепла, уносимые водой, охлаждающей отдельные узлы печи; $Q_{шл}$ — потери тепла со шлаком.

Тепловой режим работы и техническое состояние металлургических агрегатов — главные факторы, определяющие величины этих потерь и коэффициент полезного использования топлива.

Нормативы возможной выработки тепла благодаря вторичным энергетическим ресурсам (ВЭР) в цветной металлургии таковы:

Тепло уходящих газов отражательных печей в производстве меди, Гкал/т штейна	0,802
Тепло уходящих газов конвертеров в производстве меди, Гкал/т черновой меди	1,500
Тепло уходящих газов обжиговых печей в производстве свинца, Гкал/т концентрата	0,621
Тепло уходящих газов фьюминговых печей в производстве свинца, Гкал/т нозгона	2,508
Тепло охлажденных шахтных печей в производстве свинца, Гкал/т свинца	0,301
Тепло охлажденных шахтных печей в планке агломерата никелевых руд, Гкал/т агломерата	0,200
Тепло шлака при шахтной плавке никелевых руд, Гкал/т агломерата	0,447
Тепло уходящих газов руднотермических печей, Гкал/т руды	0,171

В отрасли широко проводится работа по сокращению всех видов потерь теплоэнергии или полезному их использованию в виде ВЭР.

В целях использования тепла уходящих газов металлургические агрегаты оснащают котлами-утилизаторами. Для исключения

потерь тепла, уносимых водой, отдельные узлы печей переводят на испарительное охлаждение.

Кроме получения теплоэнергии, в результате оснащения металлургических агрегатов котлами-утилизаторами и установками испарительного охлаждения коэффициент полезного использования топлива можно повысить посредством нагрева дутьевого воздуха в рекуператорах, устранения потерь тепла от химической неполноты сгорания, улучшения теплоизоляции печи и сокращения присосов холодного воздуха.

Наиболее эффективное и экономичное техническое решение использования тепла отходящих газов для большинства металлургических печей — подогрев дутьевого воздуха в рекуператорах.

Следует отметить, что с повышением температуры подогрева воздуха экономия топлива увеличивается:

Температура воздуха, °С	100	200	300	400	500	600
Экономия топлива, %	6	13	18	23	27	30

На рис. 24.1—24.3 показана экономия топлива, получаемая при подогреве воздуха в рекуператорах промышленных печей, работающих на природном газе и мазуте.

Ориентировочно потери тепла через свод и стены печей можно оценить по номограмме, изображенной на рис. 24.4. Более точно эти потери определяют по номограмме, приведенной на рис. 24.5. Ею пользуются следующим образом. Исходя из конструкций стенки, находят ее суммарную теплопроводность. Затем на правой части номограммы по температуре внутренней поверхности стенки, восстановив перпендикуляр, находят точку на соответствующей линии теплопроводности. От этой точки горизонтальной линией находят точку на кривой левой стороны номограммы; опустив из нее перпендикуляр, находят на абсциссе величину потерь тепла.

Потери тепла излучением через открытые отверстия металлургических агрегатов можно определить по номограммам, изображенным на рис. 24.6. Коэффициенты диафрагмирования приведены в табл. 1.

ТАБЛИЦА 24.1
КОЭФФИЦИЕНТ ДИАФРАГМИРОВАНИЯ

Ширина окна, мм	Ф при высоте окна, мм			
	250	450	600	700
<i>Стенка толщиной 230 мм</i>				
300	0,70	0,73	0,76	0,78
600	0,78	0,80	0,82	0,84
900	0,79	0,83	0,85	0,87
1200	0,81	0,85	0,87	0,89
1500	0,82	0,86	0,89	0,91
<i>Стенка толщиной 460 мм</i>				
600	0,49	0,53	0,56	0,58
900	0,52	0,57	0,60	0,62
1200	0,55	0,59	0,63	0,65
1500	0,56	0,61	0,64	0,67

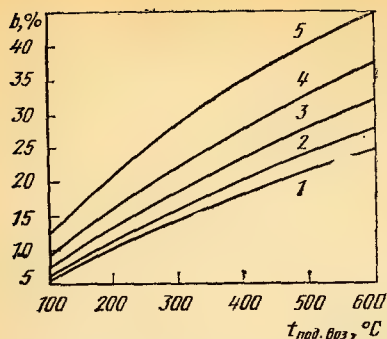


Рис. 24.1. Зависимость экономии топлива b при подогреве воздуха в печах, отапливаемых природным газом ($Q_p^H = 8500$ ккал/м³), при коэффициенте избытка воздуха $n=1,1$ от температуры уходящих из печи дымовых газов t_d , °C: 1—600; 2—800; 3—1000; 4—1200; 5—1400

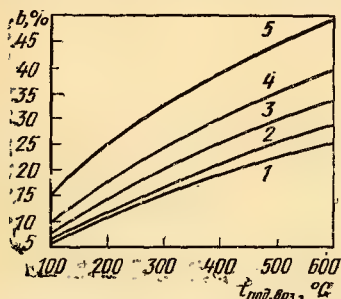


Рис. 24.2. Зависимость экономии топлива b при подогреве воздуха в печах, отапливаемых мазутом ($Q_p^H = 9600$ ккал/м³), при коэффициенте избытка воздуха $n=1,2$ от температуры уходящих из печи дымовых газов t_d , °C: 1—600; 2—800; 3—1000; 4—1200; 5—1400

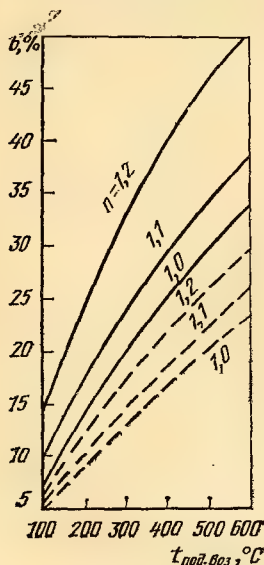


Рис. 24.3. Зависимость экономии топлива b при подогреве воздуха в печах, отапливаемых мазутом, при различных коэффициентах избытка воздуха n от температуры уходящих из печи дымовых газов $t_d = 800$ °C (пунктирные кривые) и $t_d = 1400$ °C (сплошные кривые)

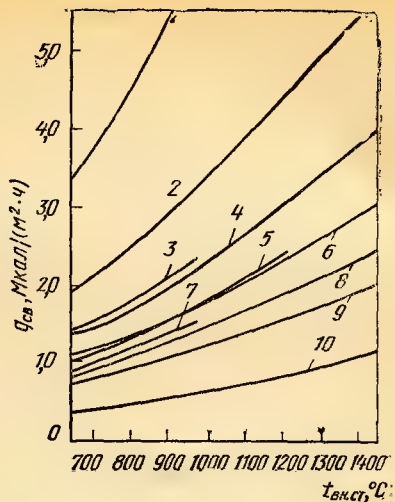


Рис. 24.4. Зависимость потерь тепла через стенки печей q_{sw} от температуры внутри печи $t_{вн.ст}$ при толщине стенки, мм (К—кирпич; И—изоляция).

1—К 115; 2—К 230; 3—К 115, И 65; 4—К 343; 5—К 230, И 65; 6—К 460; 7—К 115, И 115; 8—К 343, И 65; 9—К 688; 10—К 115, И 230

Актуальным вопросом комплексного использования энергетических ресурсов является утилизация тепла отвалных шлаков. В цветной металлургии с ними теряется ~30 % тепла.

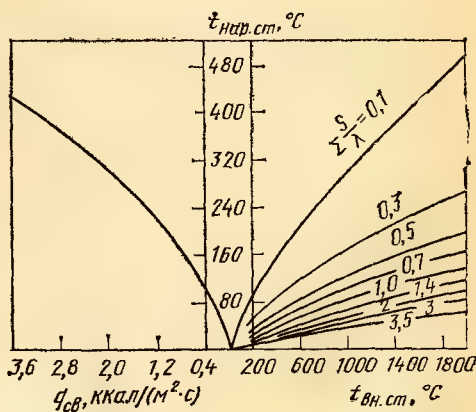


Рис. 24.5. Определение потерь тепла через кладку стен и свода печей q_{sw} :

S — толщина материала стенки или свода; λ — теплопроводность

Помимо экономической целесообразности использования физического тепла шлаков, большое значение имеет подготовка их для последующего использования как строительного материала.

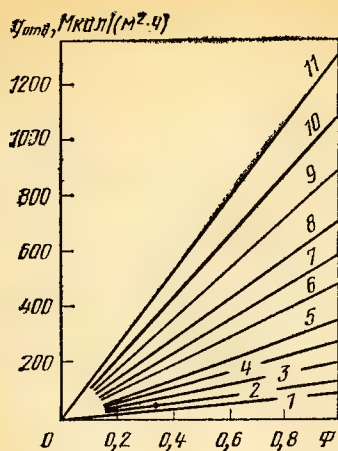


Рис. 24.6. Зависимость потерь тепла излучением через открытые отверстия $q_{отв}$ от коэффициента диафрагмирования Φ при температуре, $^{\circ}\text{C}$:
 1 — 1000; 2 — 1100; 3 — 1200; 4 — 1300; 5 — 1400;
 6 — 1500; 7 — 1600; 8 — 1700; 9 — 1800; 10 — 1900;
 11 — 2000

4. Определение выхода, возможного использования и учет вторичных энергоресурсов

Принципиальные схемы энергетических потоков при использовании ВЭР с преобразованием и без преобразования энергоносителя приведены на рис. 24.7 и 24.8.

Агрегат-источник тепловых вторичных энергоресурсов — это технологический агрегат (установка), в котором благодаря преобразованию первичного энергоносителя образуются продукция, побочные промежуточные продукты и отходы, энергетический потенциал которых достаточен для эффективного использования в виде ВЭР за пределами данного агрегата (установки).

Выход ВЭР — количество ВЭР, образующихся в процессе производства в данном технологическом агрегате в единицу времени.

Выработка за счет ВЭР — это количество тепла, холода, электроэнергии или ме-

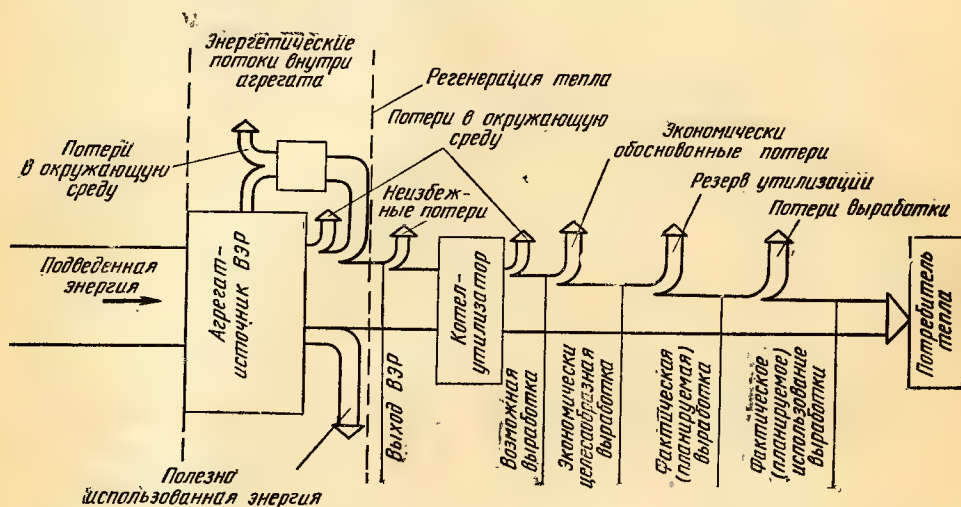


Рис. 24.7. Схема энергетических потоков при использовании ВЭР с преобразованием энергоносителя

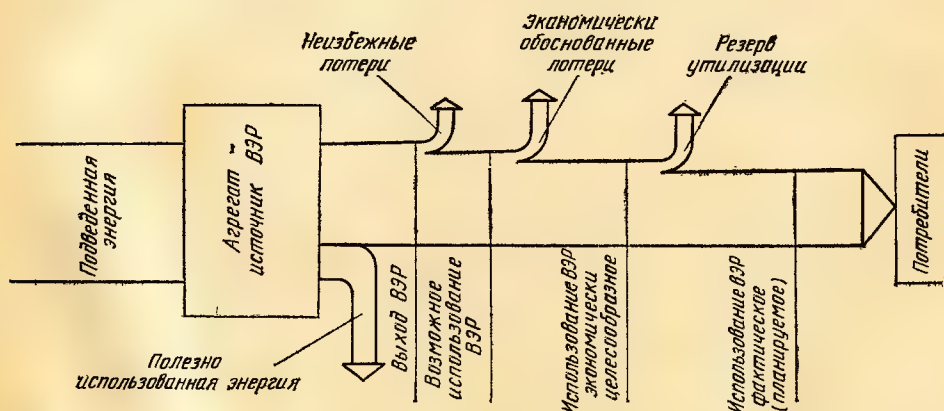


Рис. 24.8. Схема энергетических потоков при использовании ВЭР без преобразования энергоносителя

ханической работы, получаемых за счет ВЭР в утилизационных установках.

Различают возможную, экономически целесообразную, планируемую и фактическую выработку.

Возможная выработка — это максимальное количество тепла, холода, электроэнергии или механической работы, которое может быть практически получено в единицу времени за счет данного вида ВЭР с учетом режимов работы агрегата — источника ВЭР и утилизационной установки.

Экономически целесообразная выработка — это максимальное количество тепла, холода, электроэнергии или механической работы, целесообразность получения которого в утилизационной установке в течение рассматриваемого периода подтверждается экономическими расчетами.

Планируемая выработка — это количество тепла, холода, электроэнергии, механической работы, которое предполагается получить за счет ВЭР при осуществлении плана развития данного производства, предприятия, отрасли в рассматриваемый период, с учетом ввода новых, модернизации действующих и вывода устаревших утилизационных установок.

Фактическая выработка — фактически полученное количество тепла, холода, электроэнергии или механической работы на действующих утилизационных установках за отчетный период.

Коэффициент выработки за счет ВЭР — это отношение фактической (планируемой) выработки к экономически целесообразной (возможной). Возможная и экономически целесообразная выработка должна определяться для всех агрегатов-источников ВЭР. Планируемая и фактическая выработка определяется по агрегатам — источникам ВЭР, оборудованным утилизационными установками.

Использование ВЭР — это количество используемой потребителями энергии, тепла, холода, электрической и механической энергии, вырабатываемое за счет ВЭР в утилизационных установках, а также количество топлива или тепла, возникающее непосредственно как ВЭР.

Использование ВЭР, так же как и выработка за счет ВЭР, может быть возможное, экономически целесообразное, планируемое и фактическое. При использовании ВЭР с преобразованием энергоносителя в утилизационной установке возможное использование ВЭР равнозначно возможной выработке за счет ВЭР и численно равно ей.

Экономия топлива за счет ВЭР — количество первичного топлива, которое экономится за счет использования ВЭР.

Экономия топлива, как и использование ВЭР, также может быть возможная, экономически целесообразная, планируемая и фактическая.

Общая экономия топлива от использования различных видов ВЭР определяется суммированием величины экономии топлива, получаемой в рассматриваемых условиях от утилизации каждого вида ВЭР.

Коэффициент утилизации ВЭР — отно-

шение фактической (планируемой) экономии топлива за счет ВЭР к экономически целесообразной (возможной).

ВЭР разделяются на три основные группы.

Горючие (топливные) ВЭР — химически связанное тепло горючих отходов химической, термической и механической переработки углеводородного или углеродного сырья, непригодного для дальнейшей технологической переработки и используемого только как топливо.

Тепловые ВЭР — физическое тепло отходящих газов технологических агрегатов; физическое тепло основной, побочной и промежуточной продукции и отходов основного производства; тепло рабочих тел систем принудительного охлаждения технологических агрегатов и установок; тепло горячей воды и пара, отработавших в технологических и силовых установках.

ВЭР избыточного давления — потенциальная энергия газов и жидкостей, покидающих технологические агрегаты с избыточным давлением, которое необходимо снижать перед последующей стадией переработки этих жидкостей (газов) или при выбросе их в атмосферу.

Различают четыре основных направления возможного использования ВЭР: 1) топливное — непосредственное использование горючих ВЭР как топлива; 2) тепловое — использование тепла, получаемого непосредственно в качестве ВЭР или вырабатываемого за счет ВЭР утилизационных установок. Сюда относится также выработка холода за счет ВЭР в абсорбционных холодильных установках; 3) силовое — использование механической или электрической энергии, получаемой в утилизационных установках за счет ВЭР; 4) комбинированное — использование тепла, электрической или механической энергии, одновременно получаемой за счет ВЭР в утилизационных установках (утилизационные ТЭЦ, работающие по теплофикационному циклу).

В расчетах ВЭР определяют удельные показатели, т. е. показатели, отнесенные либо к единице продукции — в случае монопродуктового производства, либо к единице расходуемого сырья (топлива) — в случае полипродуктового производства; эти же показатели могут быть отнесены к единице времени (час) работы агрегата — источника ВЭР.

Годовой выход ВЭР в общем виде определяется из следующих выражений:

а) для горючих ВЭР, т усл. топл./год *

$$B_{\text{вых}} = Q_n^p V / 7000 \cdot 10^3, \quad (24.1)$$

где Q_n^p — низшая теплота сгорания горючих ВЭР, ккал/м³ (ккал/кг); V — величина выхода горючих ВЭР в натуральных единицах, кг/год — для твердых и жидких, м³/год — для газообразных; 7000 — теплота сгорания условного топлива;

б) для тепловых ВЭР, Гкал/год:

* т усл. топл./год — тонны условного топлива в год.

$$Q_{\text{вых}} = HG \cdot 10^{-6}, \quad (24.2)$$

где G — величина выхода энергоносителя из агрегата — источника ВЭР (уходящих газов, продукции, побочных и промежуточных продуктов и пр.), кг/год — для твердых и жидких теплоносителей и м³/год — для газообразных; H — энтальпия энергоносителя при температуре на выходе из агрегата — источника ВЭР, ккал/кг (ккал/м³).

Температуру энергоносителя t определяют замерами.

Низшую теплоту сгорания горючих ВЭР определяют опытным путем или по известным формулам в зависимости от их элементарного состава.

Энтальпию энергоносителей определяют из выражений: для жидких и твердых, ккал/кг

$$H = Ct; \quad (24.3)$$

для газообразных, ккал/м³

$$H = C'_p t, \quad (24.4)$$

где C — средняя теплоемкость, ккал/(кг·°C), твердого (жидкого) энергоносителя при его температуре t , °C; C'_p — средняя объемная теплоемкость, ккал/(м³·°C), при постоянном давлении энергоносителя при температуре t , °C.

При использовании ВЭР с преобразованием энергоносителя в утилизационной установке определяют возможную и фактическую выработку тепла (в виде пара или горячей воды), а также фактическое использование ВЭР.

Возможную выработку ВЭР определяют по формуле, Гкал/год:

$$Q = (H_1 G_1 - H_2 G_2) \beta (1 - g) 10^{-6} \quad (24.5)$$

где G_1 — количество энергоносителя на выходе из агрегата — источника ВЭР, кг/год (м³/год); G_2 — количество энергоносителя на выходе из утилизационной установки, кг/год (м³/год); H_1 — энтальпия энергоносителя на выходе из технологического агрегата — источника ВЭР, ккал/кг (ккал/м³); H_2 — энтальпия энергоносителя на выходе из утилизационной установки, ккал/кг (ккал/м³); β — коэффициент, учитывающий несоответствие режима и числа часов работы утилизационной установки и агрегата — источника ВЭР; g — коэффициент потерь тепла в окружающую среду в утилизационной установке и на тракте между источником ВЭР и утилизационной установкой.

Температура энергоносителя на выходе из утилизационной установки t_2 определяется ее конструктивными характеристиками и надежностью работы с учетом технологических свойств энергоносителя (запыленность продуктов сгорания, температура точки росы, агрессивность). В большинстве случаев для уходящих газов промышленных печей t_2 можно принять равной 180—200 °C, а для горячей воды 40—60 °C.

Фактическую выработку пара и горячей воды утилизационными установками в отчетном году определяют по количеству и параметрам пара, получаемого в котлах-

утилизаторах, в системах испарительного охлаждения с учетом температуры питательной воды, и по количеству и параметрам горячей воды, получаемой в экономайзерах и холодильниках.

При тепловом направлении использования ВЭР экономию топлива определяют из следующих выражений:

возможную экономию топлива, т усл. топл/год

$$\Delta B_{\text{возм}} = b_3 Q; \quad (24.6)$$

фактическую экономию топлива, т усл. топл/год

$$\Delta B_{\text{ф}} = b_3 Q_{\text{ф}}, \quad (24.7)$$

где b_3 — удельный расход топлива на выработку тепла на замещаемой теплогенерирующей установке (прокотельной или ТЭЦ), т усл. топл/год; Q — возможная выработка тепла в утилизационной установке, или возможное использование тепловых ВЭР без преобразования энергоносителя, Гкал/год; $Q_{\text{ф}}$ — фактическое использование ВЭР, Гкал/год.

Для предприятий, теплоснабжение которых осуществляется от заводской и районной ТЭЦ, дополнительное использование тепловых ВЭР может привести к временному снижению экономичности работы ТЭЦ вследствие некоторого уменьшения тепловой нагрузки отборов турбин. В этом случае в предыдущие формулы вместо величины b_3 подставляют величину

$$b'_3 = b_3 - \mathcal{E} (b_{\text{к}} - b_{\text{т}}), \quad (24.8)$$

где $\mathcal{E}$ — удельная выработка электроэнергии по теплофикационному циклу турбинами ТЭЦ на единицу отпущенного потребителям тепла, МВт·ч/Гкал; $b_{\text{к}}$ — удельный расход топлива на выработку электроэнергии в энергетической системе или теплофикационной турбиной по конденсационному циклу, т усл. топл/(МВт·ч); $b_{\text{т}}$ — удельный расход топлива на выработку электроэнергии на замещаемой ТЭЦ по теплофикационному циклу, т усл. топл/(МВт·ч).

5. Об экономии топлива и теплотенергии на тепловых электростанциях и в котельных

Тепловые электростанции играют существенную роль в энергоснабжении предприятий цветной металлургии. Технико-экономические показатели выработки электрической и тепловой энергии на большинстве станций находятся на удовлетворительном уровне и соответствуют установленному оборудованию и режимам его эксплуатации. Совершенствование тепловых схем и режимов работы котельных и турбинных агрегатов электростанций дает существенное снижение норм расхода топлива на производство тепловой и электрической энергии.

При работе оборудования электростанций всегда имеются некоторые потери пара, конденсата и питательной воды. Эти поте-

ри означают не только физическую утрату тех или иных количеств рабочего вещества, но и потери заключенного в нем соответствующего количества тепла.

Потери состоят из непосредственных утечек рабочего вещества через различного рода неплотности в трубопроводах, арматуре и оборудовании и из расхода пара на работы ряда вспомогательных устройств без возврата конденсата израсходованного пара. К числу таких расходов относятся, например, расход пара на мазутные подогреватели растопочного оборудования котлов, сажеобдувки котлов, на различного рода паровые приводы, работающие в период пуска, на выхлоп и др.

Внутростанционные потери пара и конденсата на электростанциях, работающих на органическом топливе, не должны превышать, %: на конденсационных электростанциях 1,0; на ТЭЦ с чисто отопительной нагрузкой 1,2; на ТЭЦ с производственной или производственной и отопительной нагрузками 1,6.

Величина потерь топлива и теплотенергии — один из основных показателей культуры эксплуатации станций и оценки качества выполнения ее проекта. В целях снижения потерь топлива на станциях проводят ряд организационно-технических мероприятий по сокращению размеров утечек теплоносителя и безвозвратных потерь конденсата от пара, расходуемого в цикле станции. Для борьбы с утечками пара и воды фланцевые соединения трубопроводов заменяют сварными, уменьшают число арматуры, совершенствуют конструкцию уплотнений для предотвращения утечек пара и воды из различного рода зазоров между вращающимися и неподвижными частями оборудования, используют тепло продувок и пусковых расходов пара и конденсата.

В тепловом балансе котельного агрегата выделяют следующие потери теплотенергии: Q_2 — с уходящими газами; Q_3 — от химической неполноты сгорания топлива; Q_4 — от механической неполноты сгорания топлива; Q_5 — агрегатом в окружающую среду.

6. Сокращение потерь тепла с уходящими газами

Потери тепла с уходящими газами определяют по уравнению, ккал/кг топлива:

$$Q_2 = (G_{д.г} C_p t_{г.г} - LC_{пв} t_{в}), \quad (24.9)$$

где $G_{д.г}$ — количество дымовых газов, получаемых при сжигании 1 кг топлива, кг; C_p — массовая теплоемкость дымовых газов, ккал/(кг·°C); $t_{г.г}$ — температура уходящих газов, °C; L — количество воздуха на 1 кг топлива, кг; $C_{пв}$ — массовая теплоемкость при постоянном давлении, ккал/(кг·°C); $t_{в}$ — температура воздуха, °C.

Величина потерь с уходящими газами равна, %:

$$q_2 = (Q_2/Q_{п}) 100\%. \quad (24.10)$$

ТАБЛИЦА 24.2

ЗАВИСИМОСТЬ КОЭФФИЦИЕНТА z ОТ ТЕМПЕРАТУРНОГО ИНТЕРВАЛА ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ПРИРОДНОГО ГАЗА

Содержание в продуктах сгорания $CO_2 + CO + CH_4$	z для интервала температур, °C						
	0—250	250—350	350—500	500—700	700—900	900—1100	1100—1300
11,8	4,13	4,16	4,28	4,37	4,47	4,57	4,67
11,7	4,15	4,21	4,31	4,40	4,50	4,60	4,70
11,6	4,18	4,25	4,33	4,43	4,53	4,63	4,73
11,5	4,21	4,28	4,37	4,47	4,57	4,67	4,77
11,4	4,24	4,30	4,40	4,50	4,60	4,70	4,80
11,3	4,26	4,32	4,43	4,53	4,63	4,73	4,83
11,2	4,28	4,34	4,46	4,56	4,66	4,76	4,86
11,1	4,30	4,37	4,48	4,58	4,68	4,78	4,88
11,0	4,35	4,40	4,50	4,60	4,70	4,80	4,90
10,9	4,40	4,43	4,53	4,63	4,73	4,83	4,93
10,8	4,43	4,47	4,57	4,67	4,77	4,87	4,97
10,7	4,45	4,50	4,60	4,70	4,80	4,90	5,00
10,6	4,48	4,53	4,65	4,75	4,85	4,95	5,05
10,5	4,50	4,56	4,67	4,78	4,88	4,98	5,08
10,4	4,53	4,60	4,70	4,80	4,90	5,00	5,10
10,3	4,57	4,63	4,75	4,85	4,95	5,05	5,15
10,2	4,60	4,65	4,78	4,88	4,98	5,08	5,18
10,1	4,63	4,70	4,80	4,90	5,00	5,10	5,20
10,0	4,67	4,75	4,85	4,95	5,05	5,15	5,25
9,9	4,70	4,80	4,90	5,00	5,10	5,20	5,30
9,8	4,75	4,83	4,93	5,03	5,13	5,23	5,33
9,7	4,80	4,87	4,97	5,07	5,17	5,27	5,37
9,6	4,84	4,90	5,00	5,10	5,20	5,30	5,40
9,5	4,88	4,95	5,05	5,15	5,25	5,35	5,45
9,4	4,93	5,00	5,10	5,20	5,30	5,40	5,50
9,3	4,97	5,05	5,15	5,25	5,35	5,45	5,55
9,2	5,02	5,07	5,20	5,30	5,40	5,50	5,60
9,1	5,07	5,10	5,25	5,35	5,50	5,60	5,70
9,0	5,10	5,15	5,30	5,40	5,55	5,65	5,75
8,9	5,13	5,22	5,33	5,45	5,60	5,70	5,80
8,8	5,17	5,26	5,35	5,50	5,65	5,75	5,85
8,7	5,22	5,30	5,40	5,55	5,70	5,80	5,90
8,6	5,27	5,35	5,45	5,60	5,75	5,85	5,95
8,5	5,30	5,40	5,50	5,65	5,80	5,90	6,00
8,4	5,35	5,45	5,55	5,70	5,85	5,95	6,05
8,3	5,40	5,40	5,60	5,75	5,90	6,00	6,10
8,2	5,45	5,55	5,65	5,80	5,95	6,05	6,15
8,1	5,50	5,60	5,70	5,85	6,00	6,10	6,20
8,0	5,57	5,67	5,77	5,90	6,05	6,15	6,30
7,9	5,62	5,72	5,85	5,95	6,10	6,20	—
7,8	5,68	5,80	5,90	6,00	6,15	6,20	—
7,7	5,75	5,85	5,97	6,08	6,25	6,35	—
7,6	5,80	5,90	6,05	6,15	6,32	6,42	—
7,5	5,85	6,00	6,10	6,25	6,40	6,50	—
7,4	5,90	6,05	6,20	6,30	6,45	6,60	—
7,3	6,00	6,10	6,25	6,35	6,50	6,65	—
7,2	6,05	6,15	6,30	6,40	6,55	6,70	—
7,1	6,10	6,25	6,40	6,50	6,65	6,80	—
7,0	6,22	6,32	6,45	6,60	6,75	6,90	—
6,9	6,35	6,40	6,55	6,70	6,85	—	—
6,8	6,45	6,50	6,65	6,75	6,90	—	—
6,7	6,50	6,60	6,70	6,85	7,00	—	—
6,6	6,55	6,65	6,80	6,95	7,10	—	—
6,5	6,65	6,75	6,85	7,05	7,20	—	—

Продолжение табл. 24.2

Содержание в продуктах сгора- ния $\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{CH}_4$	z для интервала температур, °C					
	0-250	250-350	350-500	500-700	700-900	900-1100
6,4	6,70	6,85	6,95	7,15	7,30	—
6,3	6,80	6,95	7,05	7,25	7,40	—
6,2	6,95	7,05	7,15	7,35	7,50	—
6,1	7,05	7,15	7,25	7,45	7,60	—
6,0	7,15	7,25	7,35	7,55	7,70	—
5,9	7,25	7,35	7,50	7,65	7,80	—
5,8	7,40	7,45	7,60	7,75	7,90	—
5,7	7,45	7,55	7,70	7,85	8,05	—
5,6	7,55	7,65	7,80	7,95	8,15	—
5,5	7,70	7,80	7,95	8,10	8,25	—
5,4	7,85	7,95	8,05	8,25	8,40	—
5,3	7,95	8,05	8,20	8,35	8,50	—
5,2	8,05	8,20	8,35	8,50	8,65	—
5,1	8,20	8,35	8,50	8,65	8,80	—
5,0	8,35	8,50	8,65	8,80	9,00	—
4,9	8,65	8,75	8,95	9,15	—	—
4,6	9,00	9,10	9,25	9,50	—	—
4,4	9,35	9,50	9,65	9,90	—	—
4,2	9,75	9,90	10,05	10,30	—	—
4,0	10,20	10,30	10,50	10,70	—	—
3,8	10,70	10,80	11,00	11,20	—	—
3,6	11,2	11,4	11,6	11,8	—	—
3,4	11,8	12,0	12,2	—	—	—
3,2	12,5	12,7	12,9	—	—	—
3,0	13,2	13,4	13,6	—	—	—
2,8	14,1	14,3	14,5	—	—	—
2,6	15,2	15,4	15,6	—	—	—
2,4	16,4	16,6	—	—	—	—
2,2	17,8	18,0	—	—	—	—
2,0	19,5	19,7	—	—	—	—
1,8	21,4	21,7	—	—	—	—
1,6	24,0	—	—	—	—	—
1,4	27,3	—	—	—	—	—
1,2	31,7	—	—	—	—	—
1,0	37,9	—	—	—	—	—

Эту потерю тепла можно определить ориентировочно, %:

$$q_2 = (a + b\alpha) \frac{t_{y.g} - t_{воз}}{100}, \quad (24.11)$$

где α — коэффициент избытка воздуха в уходящих газах; a и b — коэффициенты, зависящие от рода топлива и имеющие соответственно следующие значения: для дров и торфа 1,60 и 3,75; для бурого угля 1,0 и 3,7; для каменного угля и антрацита 0,5 и 3,55; для мазута 0,5 и 3,5.

Потери тепла с уходящими газами в котлоагрегатах, работающих на природном газе, определяют по формуле, %:

$$q_2 = 0,01 (t_{y.g} - t_{воз}) z, \quad (24.12)$$

где $t_{y.g}$ — температура уходящих газов за котлом, экономайзером, °C; $t_{воз}$ — температура воздуха, подаваемого в топку, °C; z — коэффициент, зависящий от температуры

продуктов сгорания и степени их разбавления избыточным воздухом, т.е. от содержания в сухих продуктах полного сгорания CO_2 , в продуктах неполного сгорания $\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{CH}_4$ (значения величины z для природного газа приведены в табл. 24.2).

Потери тепла с уходящими газами по их составу можно определить по данным рис. 24.9 и 24.10.

Пример (рис. 24.9). Определить потерю тепла с уходящими газами при работе котла на карагадинском буром угле, если температура уходящих газов равна 154 °C, коэффициент избытка воздуха в этих газах

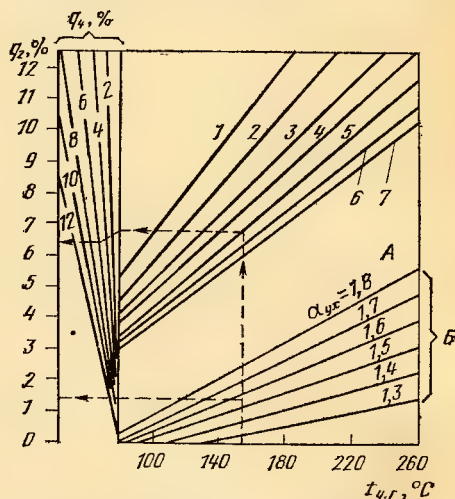


Рис. 24.9. Номограмма для определения потерь тепла с уходящими газами ($q_2 = A + B$): 1 — александрийский уголь; 2 — фрезторф; 3 — подмосковный уголь и кусковой торф; 4 — богословский, артемовский, ангреский угли; 5 — челябинский и карагадинский бурые угли; 6 — каменные угли $W^P = 10 \div 20$ %; 7 — мазут и угли $W^P \leq 10$ %

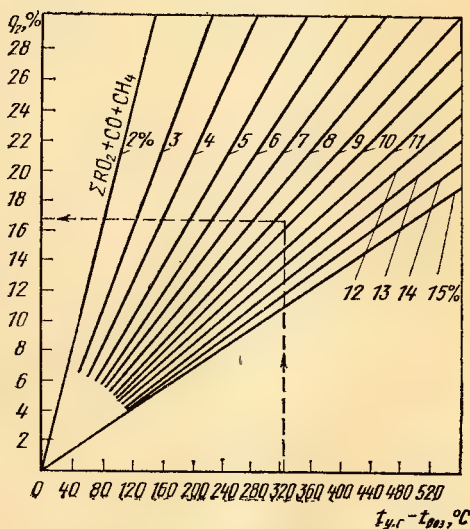


Рис. 24.10. Номограмма для определения физических потерь тепла при сжигании природного газа (до 600 °C)

1,56 и потери тепла от механического недожога 4,2 %.

Определяем, что составляющая A с учетом поправки на механический недожог равна 6,4 %. У составляющей B поправка на механический недожог ничтожна и может не учитываться; эта составляющая равна 1,4 %.

Потеря тепла с уходящими газами равна: $q_2 = 6,4 + 1,4 = 7,8$ %.

Пример (рис. 24.10). Температура уходящих газов составила 323 °С, $RO_2 + CO + CH_4 = 10,0$ %.

На оси абсцисс находим точку, равную 323 °С; проводя из этой точки перпендикуляр (показан пунктиром) до пересечения с лучевой линией, равной 10 %, проводим горизонтальную линию до пересечения с осью ординат и получаем искомую величину q_2 , которая составляет 16,8 %.

При грубых подсчетах потеря тепла с уходящими газами может быть оценена в 6 % на каждые 100 °С разности температур уходящих газов и поступающего в котельный агрегат воздуха для сжигания топлива.

На каждые 10 °С снижения температуры уходящих газов q_2 уменьшается примерно на 0,5—0,7 %, что приводит к сокращению расхода условного топлива на 1,0—1,4 кг/Гкал.

Из приведенных выше выражений видно, что потеря тепла с уходящими газами зависит от коэффициента избытка воздуха и температуры уходящих газов. Поэтому для уменьшения данного вида потерь необходимо обеспечивать полное сгорание топлива с минимальным избытком воздуха в топке, предохранять котельный агрегат от вредных присосов воздуха через неплотности в обмуровке и уменьшать температуру уходящих газов.

Величина общего присоса воздуха котельного агрегата зависит от конструкции составляющих его элементов и плотности обмуровки и газоходов. Для котельного аг-

регата, состоящего из котла, пароперегревателя, водяного экономайзера, воздухоподогревателя и золоулавливающих устройств при плотных газоходах, допустимый присос воздуха равен 0,3—0,5. Приближенно коэффициент избытка воздуха можно определить по номограмме (рис. 24.11).

Пример (рис. 24.11). С помощью газового анализа определено, что в дымовых газах содержится 14,2 % углекислоты. Сжигали длиннопламенный каменный уголь. По рис. 24.11 находим, что коэффициент избытка воздуха в дымовых газах равен 1,29.

Ниже приведены расчетные значения присосов воздуха $\Delta\alpha$ в газоходы пылеугольных и газомазутных котлоагрегатов при номинальной нагрузке:

Фестон, ширмовый перегреватель вверх топки, первый испарительный пучок, $D > 50$ т/ч	0
Первый испарительный пучок парогенераторов, $D \leq 50$ т/ч	0,05
Второй котельный пучок, $D \leq 50$ т/ч	0,10
Газоходы первичного перегревателя, промперегревателя переходной зоны прямоточного парогенератора для каждого газохода	0,03
Экономайзеры парогенераторов, $D > 50$ т/ч на каждую ступень	0,02
Экономайзеры парогенераторов, $D < 50$ т/ч:	
стальной	0,08
чугунный с обшивкой	0,10
» без обшивки	0,20

Воздухонагреватели:

трубчатые для парогенераторов, $D > 50$ т/ч, на каждую ступень	0,03
для парогенераторов, $D \leq 50$ т/ч, на каждую ступень	0,06
регенеративные (горячая и холодная набивка)	0,20
для парогенераторов, $D > 50$ т/ч, пластинчатые, на каждую ступень	0,10
чугунные:	
из ребристых труб, на каждую ступень	0,10
из ребристых плит, на каждую ступень	0,20
Электрофильтры, $D > 50$ т/ч	0,10
Циклонные золоуловители, батарейные золоуловители, скрубберы	0,05
Стальные газоходы за агрегатом на каждые 10 м	0,01

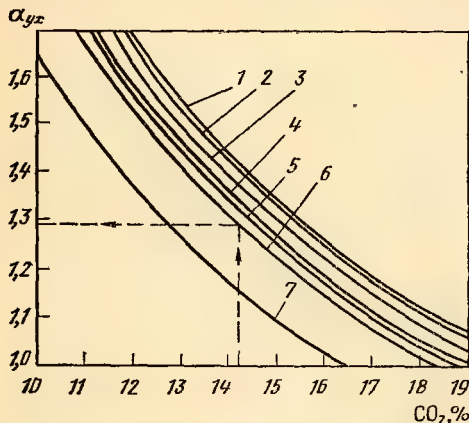


Рис. 24.11. Номограмма для приближенного определения коэффициента избытка воздуха по содержанию углекислоты в дымовых газах:

1 — дрова; 2 — антрацит; 3 — торф; 4 — тощий уголь; 5 — бурый уголь; 6 — длиннопламенный каменный уголь; 7 — мазут

Увеличение коэффициента избытка воздуха в топке сверх оптимального значения приводит к снижению температуры в ней и ухудшению процесса горения, повышаются объем и температура уходящих газов и, следовательно, возрастают потери тепла с уходящими газами. В котлах, оборудован-

ных пароперегревателем, температура перегретого пара возрастает на 8—10°С при увеличении избытка воздуха в топке на 0,1. При очень большом избытке воздуха в топке повышение температуры перегретого пара замедляется, а при чрезмерном — снижается. Оптимальный избыток воздуха должен сохраняться постоянным в пределах номинальной паропроизводительности котла (100—75 %).

Следует иметь в виду, что присос воздуха, помимо увеличения потери с уходящими газами, увеличивает расход энергии на тяговые устройства.

Температуру уходящих газов при эксплуатации котлоагрегатов изменяют путем реконструкции хвостовых поверхностей нагрева котлов, организации предварительного подогрева воздуха, установки калориферов, регулярной сажеобдувки, применения дробеочистки и др. Изменение температуры горячего воздуха — важный фактор экономии топлива котельных. При увеличении температуры подогрева воздуха повышаются скорость, устойчивость и эффективность горения топлива, что особенно существенно в условиях работы котла с переменной нагрузкой и при изменяющемся качестве топлива. При этом снижаются тепловые потери с химической и механической неполнотой сгорания. Особенно важно повышение температуры горячего воздуха при сжигании антрацита. При повышении температуры подогреваемого воздуха уменьшаются температура и потери тепла с уходящими газами. Ориентировочно на каждые 10°С увеличения температуры горячего воздуха, поступающего в топку, температура уходящих газов снижается на 5°С, что приводит к экономии 0,5—0,7 кг усл. топл./Гкал выработанного тепла.

При эксплуатации котлов, особенно на твердом топливе, поверхность нагрева покрывается слоем нагара, который резко снижает эффективность их работы. Для удаления нагара применяют противонагарные присадки — экотон и карбокс. Ниже приведен их состав, % (по массе):

	NaCl	NH ₄ Cl	Na ₂ SO ₄	CaSO ₄	CuSO ₄	Сурик железный	H ₂ O
Экотон	70	12,5	12,5	1,0	4,0	—	—
Карбокс	93	5	—	—	—	1,5-2	<0,5

Присадки применяют в виде мелко перемолотого порошка хорошо смешанных составляющих.

Для подачи в топку берут 3 кг присадки и смешивают с 10—15 кг мелкого угля. Смесь разбрасывают в топке котла по всей поверхности колосниковой решетки. Забрасывают ее один раз в смену на протяжении трех суток (примерно 9 забросов). Если при этой дозе очистка загрязненных поверхностей малоэффективна, количество присадки увеличивают и опытным путем устанавливают необходимую норму для данного типа котлов.

Борьбу со шлакованием ведут и другими путями. Во-первых, проводят конструктивные мероприятия, снижающие темпера-

туру газов в конце топки (например, сплошное экранирование), осуществляют фесто-нирование первых рядов труб котельного пучка и пароперегревателя, устанавливают ширмы, соответствующим образом располагают горелки относительно поверхностей нагрева и др. Во-вторых, улучшают аэродинамику и режим топки, что обеспечивает надлежащее положение факела внутри топочного объема (предотвращение удара факела в стенки топки) и необходимые избытки воздуха, устраняют неравномерное распределение пыли по горелкам. В-третьих, применяют обдувочные, вибрационные и другие устройства, способствующие удалению шлакообразований в начальной стадии.

В зависимости от качества исходной питательной воды, методов ее готовности, а также способа внутрикотловой обработки воды в барабанных котлах возможно наличие сульфатных накипей с преобладающим содержанием сульфата кальция (CaSO₄); реже встречается карбонатная накипь с содержанием карбонатов кальция (CaCO₃) и магния (MgCO₃); может образоваться накипь с повышенным содержанием кремнекислых соединений (CaSiO₂) — силикатная.

Влияние толщины накипи на стенках котла на увеличение потерь топлива показано на рис. 24.12.

Удаление солеотложений с поверхностей нагрева производят водными или кислотными промывками и механическими способами.

Кислотную промывку котлов осуществляют посредством принудительной циркуляции раствора по замкнутой схеме (рис. 24.13). Котел тщательно промывают до полного удаления шлака и щелочи в промывочной воде, а затем промывают раствором ингибированной соляной кислоты. В зависимости от толщины отложений и их структуры раствор ингибированной соляной кислоты должен быть следующей концентрации, %: при толщине отложений до 0,5 мм — 3, 0,5—1 мм — 4, 1—1,5 мм — 5, 1,5—2,5 мм —

6, >2,5 мм — <10 %. При очистке отложений с температурой раствора 60—70°С концентрация ингибированной соляной кислоты не должна превышать 6 %.

При отсутствии ингибированной соляной кислоты в промывочный раствор с технической соляной кислотой добавляют ингибиторы:

Температура раствора, °С . . . 20-30 40-50 60-70

Количество ингибиторов, кг/м³:

уиникола, уротропина, формалина	0,5	1,0	1,0
столярного клея, фурбурала . . .	1,0	2,0	4,0

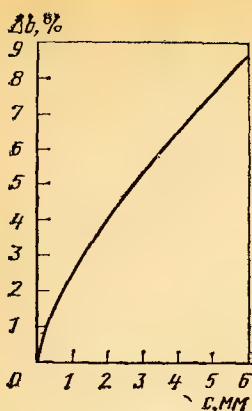


Рис. 24.12. Зависимость перерасхода топлива Δb от толщины накипи на стенках котла δ

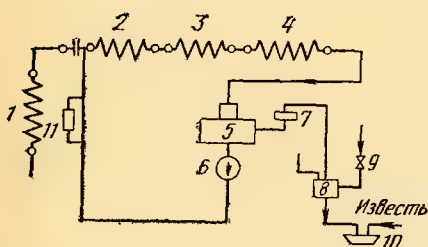


Рис. 24.13. Схема установки для кислотной промывки проточного котла:

1 — экономайзер; 2 — радиационная часть; 3 — переходная зона; 4 — пароперегреватель; 5 — бак с разведенной кислотой; 6 — промывочный насос; 7 — бак для пассиватора; 8 — вытеснитель; 9 — воздушный эжектор; 10 — смывной приемок; 11 — контрольный образец

Отложения очищают циркуляцией раствора по циклу бак — насос — котел — бак. Раствор из бака подают насосом через продувочный патрубок в котел, откуда он поступает через патрубок отбора горячей воды или пара в бак с раствором. Продолжительность промывки составляет 3—4 ч, а при наполнении котла раствором без циркуляции его 12 ч. После окончания очистки отложений котел тщательно промывают водой.

7. Сокращение потерь тепла от химической неполноты сгорания топлива

Потеря тепла от химической неполноты сгорания обуславливается главным образом содержанием в дымовых газах продукта неполного сгорания углерода — окиси углерода.

Эту потерю, ккал/кг топлива, определяют по формуле

$$Q_3 = 56,6 C^p \left[\frac{CO}{(CO_2 + CO)} \right], \quad (24.13)$$

где C^p — содержание углерода в рабочем топливе, %; CO_2 и CO — содержание углекислоты и окиси углерода в дымовых газах, % (объемн.); коэффициент 56,6 — частное от деления 5660 ккал/кг (теплоты,

недополученной при сгорании 1 кг С в CO вместо CO_2) на 100 — для перевода C^p из процентов в доли килограмма.

Потеря тепла от химической неполноты сгорания зависит от ряда факторов и в основном от степени перемешивания воздуха с топливом и горючими газами в топочном пространстве, температуры в топке, заполнения топки факелом при камерном сжигании топлива и толщины слоя топлива при слоевом сжигании топлива.

В расчетах потерю тепла от химической неполноты сгорания определяют в процентах и обозначают q_3 .

При ориентировочных расчетах величину q_3 можно подсчитать по эмпирической формуле

$$q_3 \approx 3,2 CO. \quad (24.14)$$

Потерю тепла вследствие химической неполноты сгорания природного газа следует определять по формуле

$$q_3 = Q_{пр.гор} h 100/p, \quad (24.15)$$

где $Q_{пр.гор}$ — теплотворная способность горючих компонентов, содержащихся в 1 м³ сухих продуктов сгорания, ккал/м³:

$$Q_{пр.гор} = 30,2 CO + 25,8 H_2 + 85,5 CH_4; \quad (24.16)$$

p — низшая теплотворная способность газообразного топлива, отнесенная к 1 м³ сухих продуктов сгорания, образующихся при сжигании топлива в теоретических условиях (для природного, нефтепромыслового и сжиженного газа $p = 1000$ ккал/м³); h — коэффициент изменения объема сухих продуктов сгорания вследствие разбавления их избыточным воздухом и неполноты сгорания газа по отношению к теоретическому объему сухих продуктов сгорания.

Для природного и углеводородного газов формула имеет вид:

$$q_3 = (3CO + 2,5H_2 + 8,5CH_4) \%. \quad (24.17)$$

Величину h подсчитывают по данным анализа продуктов сгорания по формуле

$$h = CO_{2max} / (CO_2' + CO' + CH_4'), \quad (24.18)$$

где CO_{2max} — содержание CO_2 в сухих продуктах сгорания при полном сгорании топлива в теоретически необходимом количестве воздуха, %; CO_2' , CO' , CH_4' — содержание газов в сухих продуктах сгорания по данным газового анализа, %.

При содержании в продуктах сгорания $CO + CH_4 < 0,1$ % величину h можно установить по табл. 24.3.

При большем содержании $CO + CH_4$ коэффициент h следует подсчитывать по формуле

$$h = 11,8 / (CO_2' + CO' + CH_4'). \quad (24.19)$$

Потери тепла от химической неполноты сгорания природного газа можно определять по номограмме (рис. 24.14).

Пример (рис. 24.14). Состав уходящего газа, %: CO_2 10,16; O_2 2,3; CO 1,24; H_2 1,20; CH_4 0,0. Теплота сгорания уходящих газов: $Q_{yx} = 30,2 \cdot 1,24 + 25,8 \cdot 1,2 = 68,4$ ккал/м³.

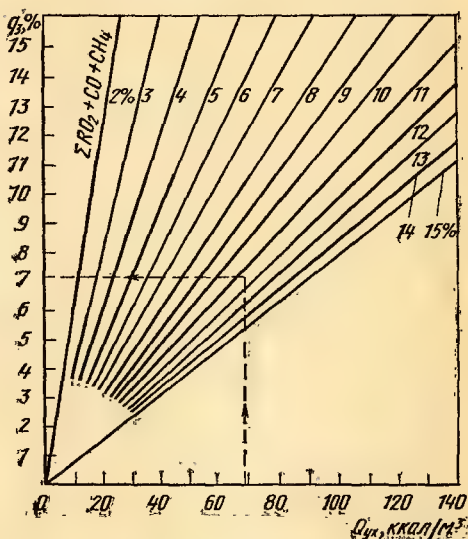
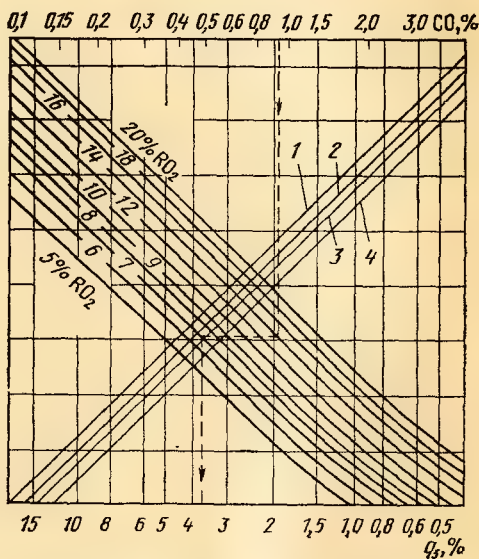
ТАБЛИЦА 24.3

СОСТАВ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ
ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОДУКТОВ ПОЛНОГО
СГОРАНИЯ ПРИРОДНОГО ГАЗА

Содержание, %			h	α	Температура горения, °С	
CO ₂	O ₂	N ₂			калори- метричес- кая	расчетная
11,8	0,0	88,2	1,00	1,00	2010	1920
11,6	0,4	88,0	1,02	1,02	1990	1900
11,4	0,7	87,9	1,03	1,03	1960	1880
11,2	1,1	87,7	1,05	1,05	1940	1870
11,0	1,4	87,6	1,07	1,06	1920	1860
10,8	1,8	87,4	1,09	1,08	1900	1850
10,6	2,1	87,3	1,11	1,10	1880	1840
10,4	2,5	87,1	1,13	1,12	1850	1820
10,2	2,8	87,0	1,15	1,14	1820	1790
10,0	3,2	86,8	1,18	1,16	1800	1770
9,8	3,6	86,6	1,20	1,18	1780	—
9,6	3,9	86,5	1,23	1,20	1760	—
9,4	4,2	86,4	1,25	1,22	1730	—
9,2	4,6	86,2	1,28	1,25	1700	—
9,0	5,0	86,0	1,31	1,28	1670	—
8,8	5,3	85,9	1,34	1,30	1650	—
8,6	5,7	85,7	1,37	1,33	1620	—
8,4	6,1	85,5	1,40	1,36	1600	—
8,2	6,4	85,4	1,44	1,40	1570	—
8,0	6,8	85,2	1,47	1,43	1540	—
7,8	7,1	85,1	1,51	1,46	1510	—
7,6	7,5	84,9	1,55	1,50	1470	—
7,4	7,8	84,8	1,59	1,53	1440	—
7,2	8,2	84,6	1,64	1,57	1410	—
7,0	8,5	84,5	1,68	1,61	1380	—
6,8	8,9	84,3	1,73	1,66	1350	—
6,6	9,2	84,2	1,79	1,71	1320	—
6,4	9,6	84,0	1,85	1,76	1290	—
6,2	10,0	83,8	1,90	1,82	1260	—
6,0	10,3	83,7	1,96	1,87	1230	—
5,8	10,7	83,5	2,03	1,94	1200	—
5,6	11,0	83,4	2,11	2,00	1170	—
5,4	11,4	83,2	2,18	2,07	1140	—
5,2	11,8	83,0	2,26	2,15	1100	—
5,0	12,1	82,9	2,36	2,22	1070	—
4,8	12,5	82,7	2,46	2,31	1040	—
4,6	12,8	82,6	2,56	2,41	1000	—
4,2	13,2	82,4	2,68	2,51	960	—
4,2	13,5	82,3	2,81	2,62	930	—
4,0	13,9	82,1	2,94	2,75	900	—
3,8	14,2	82,0	3,11	2,90	—	—
3,6	14,6	81,8	3,28	3,05	—	—
3,4	15,0	81,6	3,47	3,20	—	—
3,2	15,3	81,5	3,69	3,40	—	—
3,0	15,7	81,3	3,94	3,65	—	—
2,8	16,0	81,2	4,21	3,90	—	—
2,6	16,4	81,0	4,54	4,20	—	—
2,4	16,7	80,9	4,92	4,50	—	—
2,2	17,1	80,7	5,36	4,90	—	—
2,0	17,4	80,6	5,90	5,40	—	—
1,8	17,8	80,4	6,55	6,00	—	—
1,6	18,2	80,2	7,38	6,70	—	—
1,4	18,5	80,1	8,43	7,70	—	—
1,2	18,9	79,9	9,83	8,90	—	—
1,0	19,8	79,9	11,8	10,70	—	—

Находим на оси абсцисс точку, соответствующую 68,4 ккал/м³. Из этой точки проводим перпендикуляр до пересечения с лучевой линией, соответствующей сумме $RO_2 + CO + CH_4 = 11,4\%$, где $RO_2 = CO_2 + SO_2$, и горизонтальную линию до пересечения с осью ординат. В точке пересечения находим искомую величину q_3 , равную 7,05 %.

Точность определения q_3 в основном зависит от точности полного анализа газов.

Рис. 24.14. Номограмма для определения потерь тепла от химического недожога топлива q_3 при сжигании природного газаРис. 24.15. Номограмма для определения зависимости потерь тепла из-за химического недожога топлива q_3 от содержания CO и RO_2 :

1 — подмосковный уголь, АШ, торф, дрова; 2 — челябинский уголь; 3 — каменный уголь Г и кизеловский; 4 — мазут

ТАБЛИЦА 24.4.

ТЕПЛОВАЯ РАБОТА РУЧНЫХ И ПОЛУМЕХАНИЧЕСКИХ ТОПОК НА РАЗЛИЧНОМ ТОПЛИВЕ

Показатель работы топки	Ручные топки										Полумеханические топки	
	дрова	торф	бурый уголь		каменный уголь		антрацит			дрова	торф	
			рядовой	мелкий	неспекающийся	спекающийся	АП и АК	АМ и АС	АРШ			
Нормальное видимое тепловое напряжение решетки, Мкал/(м²·ч) . . .	1100-1500	900-1200	850-1000	650-700	850-1000	900-1100	850-900	700-800	1100-1500	900-1200		
Потери от механического недожога, %	1,5	2	5,5+0,2 Ас	7	3+0,2 Ас*	1,5+0,2 Ас	4+0,2 Ас	5+0,2 Ас	7+0,2 Ас	0,5-2	2-4	
Потери от химической неполноты сгорания, % .	2-3	2-3	2-3	3-4	3-7	3-7	2-3	2-3	2-3	2-3	2-3	
Коэффициент избытка воздуха в топке	1,25-1,3	1,25-1,3	1,3	1,3-1,4	1,35-1,4	1,35-1,4	1,3	1,35-1,4	1,25	1,3	1,3	
Нормальное видимое тепловое напряжение топочного объема, Мкал/(м³·ч)	300-350	300	275	250	250-275	250-275	300	300	275	300-350	300	
Давление дутья под решеткой, мм вод. ст. . . .	15	30	50	60—80	60—80	60—80	80	80	15	20	20	

* А^с — массовое содержание золы в сухом топливе.

ТЕПЛОВАЯ РАБОТА МЕХАНИЧЕСКИХ* ТОПОК НА РАЗЛИЧНОМ ТОПЛИВЕ

Показатель работы топки	Цепные решетки					Наклонно-переталкивающие топки	
	щепа	торф кусковой	бурый уголь типа челябинского	неспекающийся каменный уголь типа Т	селекционный каменный уголь типа Д	антрацит АС	бурый уголь с повышенным содержанием балласта типа челябинского
							бурый уголь с повышенным содержанием балласта типа подмосковного
Нормальное видимое тепловое напряжение решетки, Мкал/(м ² .ч)	1500	2000-2500	900-1000	900-1200	1200-1300	1000-1100	800-900
Потеря от механического недожога, %	—	—	3+0,08 Ас	3,5+0,08 Ас	1,5+0,2 Ас	7	650-750
Потеря от химической неполноты сгорания, %	3	4	1	2	1,5	1	6,5+ +0,05 Ас— —11,5+ +0,05 Ас 1,5
Коэффициент избытка воздуха в топке	1,2	1,25	1,25-1,30	1,25-1,30	1,3	1,25	1,3
Нормальное видимое тепловое напряжение топочного объема, Мкал/(м ³ .ч)	300	300-350	250-275	250	250	275	275
Давление дутья под решеткой, мм вод. ст.	25	45-55	50	50	60	60	50
Температура дутья при нормальной нагрузке, °С	250	250	200	200	150	150	150-200

* По данным С. В. Татищева.

ТАБЛИЦА 24.6

ТЕПЛОВАЯ РАБОТА КАМЕРНЫХ* ТОПОК НА РАЗЛИЧНОМ ТОПЛИВЕ

Показатель работы топки	Пылеугольные топки с размолот угля в барабано-шаровых мельницах						Топки с шахтными мельницами		Топки для сжигания мазута	Топки для сжигания газа	
	каменный уголь						каменный и бурый уголь	фрезерный торф		натурального	доменного
	антрацит при $AP \leq 15^\circ$ (донешкий, егоршинский, полтаво-бродинский)	с выходом летучих 8—20% (тошай, донешкий, аралычевский, анжеро-судженский и др.)	(кроме кизеловского) с выходом летучих > 26% (карагандинский, кемеровский и др.)	бурый уголь (подмосковный, челябинский, лентерговский и др.)	кизеловский каменный уголь						
Нормальное видимое тепловое напряжение топочного объема, Мкал/(м ² ·ч)	130	160	160	250	250	250	250	350	350	200	
Тонина помола, %	6	8	20	25	20	50	60	—	—	—	
Потеря от механического недожога, %	5	4	4	1	1	2	2	2	2	3	
Потеря от химической неполноты сгорания, %	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
Коэффициент избытка воздуха в топке	1,25	1,25	1,2	1,2	1,2	1,25	1,25	1,15	1,15	1,15	

* По данным ЦКТИ.

ТАБЛИЦА 24.7

РАСЧЕТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СЛОЕВЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ ТОПОК
(ПРИ СЖИГАНИИ ДРОБЛЕННЫХ УГЛЕЙ, В КОТОРЫХ СОДЕРЖИТСЯ $\leq 55\%$ МЕЛОЧИ
С РАЗМЕРОМ КУСКОВ ≤ 6 мм)

Показатели работы топки	Топки с цепной решеткой						Топки с цепной решеткой и забрасывателем топлива на слой	
	бурый уголь типа челябинского	испеченный каменный уголь типов Д и Г	слабоспекающийся каменный уголь типа СС	антрацит АС и АМ	антрацит АРШ и АСШ		бурый уголь типа подмосковного	каменный уголь типов Д и Г
Коэффициент избытка воздуха в топке . . .	1,3	1,3	1,3	1,3	1,5		1,3	1,3
Потеря от химической неполноты сгорания, %	1	1	1	0	0		0,5	0,5
Потеря от механической неполноты сгорания, %	5	6	5	7	14		9	6
Содержание горючих в шлаке и провале, % . . .	6	12	20	20	25		7	10
Доля золы топлива в шлаке и провале	0,8	0,8	0,8	0,75	0,7		0,75	0,75
Давление воздуха под решеткой, мм вод. ст. . . .	80	80	80	100	100		80	80
Максимальная температура воздушного дутья, °С	250	200	200	150	150		250	200

ТАБЛИЦА 24.8

РАСЧЕТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КАМЕРНЫХ ТОПОК С СУХИМ ШЛАКОУДАЛЕНИЕМ

Наименование топлива	V ^r , %	α	Потери тепла		
			q _{из} , %	q _а , %, у котлов при D, т/ч	
				<50	>50
Пылеугольные топки					
Антрацитовый штыб	2—9	1,25	0	—	4
Тощий уголь	10—17	1,25	0	—	2
Каменный уголь	17—25	1,2	0	3	2
То же	От 25	1,2	0,5	2,5	1,5
Отходы обогащения	» 25	1,2	0,5	3,5	2,5
Бурый уголь	» 35	1,2	0,5	1	0,5
Шахтно-мельничные топки					
Каменный уголь	От 30	1,25	0,5	6	4
Бурый уголь	» 35	1,25	0,5	2	1
Сланцы гдовские и эстонские	90	1,25	0,5	1,5	1
Фрезерный торф	70	1,25	1	2	1
Газомазутные топки					
Мазут, природный и нефтяной газы	—	1,15	1—1,5	—	—
Доменный газ	—	До 1,15	3	—	—

Примечание. В однокамерных топках с жидким шлакоудалением α должен равняться 1,15—1,20 (для АШ — верхний предел), q_3 такие же, как в таблице, $q_4 = 0,65 \div 0,8$ от указанных в таблице значений.

Для приближенного определения q_3 по СО и RO_2 , где $RO_2 = CO_2 + SO_2$, для некоторых видов топлива может служить номограмма, представленная на рис. 24.15.

Ниже приведены величины максимального содержания RO_2 в газах для различных видов топлива, %:

Донецкий длиннопламенный уголь	18,7
Донецкий газовый уголь	18,6
» тощий »	19,0
» антрацитовый штыб	20,2
Аижеро-судженский уголь	18,9
Кемеровский уголь марок СС и ПС	18,7
Ленинск-кузнецкий уголь марки Г	18,4
Аралычевский уголь	19,2
Подмосковный уголь	19,3
Карагаидинский каменный уголь	18,8
Челябинский уголь	19,3
Экибастузский уголь	18,9
Фрезерный торф	19,5
Мазут	16,4
Природный газ	11,8

Снижение RO_2 на 1 % приводит к увеличению потерь тепла с уходящими газами примерно на 1 %, что обуславливает перерасход условного топлива на 1,4—1,6 кг/Гкал.

При правильном ведении процесса горе-

ния в топке и рациональной конструкции ее потеря от химической неполноты сгорания не должна превышать 2—3 %. В табл. 24.4—24.8 приведены значения потерь для различных видов топлива и топочных устройств.

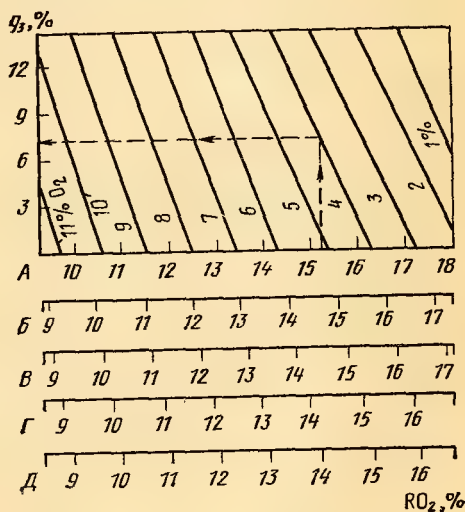


Рис. 24.16. Номограмма для приближенного определения потерь тепла от химического недожога топлива q_3 по результатам простого газового анализа. Масштабы, применяемые при сжигании углей:

А — АШ; Б — подмосковного бурого; В — тощего, а также челябинского бурого; Г — карагаидинского (выход летучих 28 %); Д — донецкого газового (выход летучих 39 %)

Приблизительно потери тепла от химической неполноты сгорания можно определить по номограммам (рис. 24.15, 24.16).

Пример (рис. 24.16). При сжигании АШ определено содержание углекислоты $RO_2 = 15,2\%$ и содержание кислорода $O_2 = 4,0\%$. Потери тепла от химического недожога $q_3 = 7,2\%$ (величина RO_2 отложена на номограмме по масштабу А).

8. Сокращение потерь тепла от механической неполноты сгорания

Потери тепла от механической неполноты сгорания вызываются тем, что часть введенного в топку топлива не сгорает, а удаляется вместе со шлаками, проваливается через колосниковую решетку или в виде мелких частиц уносится в газоходы и в дымовую трубу.

Потери тепла с механическим недожогом топлива q_4 , %, разделяются на следующие составляющие: $q_{шл}$ — потери в шлаке; $q_{пр}$ — потери с провалом (при слоевых топках); $q_{ун}$ — потери с уносом:

$$q_4 = q_{шл} + q_{пр} + q_{ун}. \quad (24.20)$$

В шлаке, удаляемом из топки, всегда имеются несгоревшие частицы топлива. Содержание несгоревших в шлаке зависит от вида и сорта топлива, количества и свойств золы в нем, от конструкции топки. Наибольшей потерей со шлаками характеризуются топки с ручными колосниковыми решетками для каменных и бурых углей. Для таких топок тепловая потеря в результате частичного удаления топлива со шлаками составляет 1,5—7 %, достигая больших размеров при использовании весьма зольных топлив. Для механических и ручных топок величина потери со шлаками зависит от

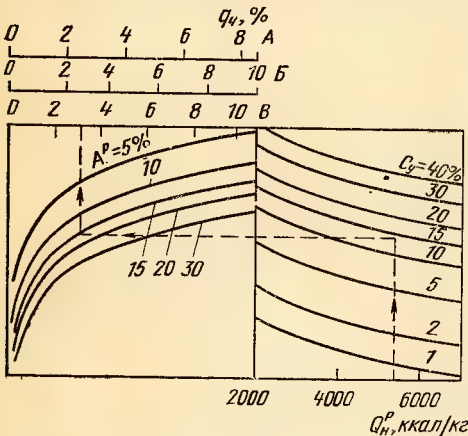


Рис. 24.17. Номограмма для определения потерь тепла от механического недожога топлива q_4 по содержанию горючих в его летучей зоне (уносе): А — при жидком шлакоудалении; В — в шахтномельничной топке; В — в пылеугольной топке с сухим шлакоудалением; A^p — зольность топлива на рабочую массу; C_y — содержание горючих в уносе

теплового напряжения зеркала горения — она возрастает с его увеличением.

Потеря от провала топлива через отверстия колосников составляет обычно 0,5—1,0 % и зависит от вида и сорта топлива, топки и условий ее эксплуатации. При неправильном выборе конструкции колосниковой решетки провал может достичь больших размеров.

Унос несгоревших частиц топлива в дымоходы и дымовую трубу имеется во всех топках. Величина уноса зависит от сорта топлива, конструкции топки, теплового напряжения колосниковой решетки и объема топочного пространства.

Значительный унос топлива имеет место при работе ручных решеток на неспекающихся мелких видах топлива вроде антрацитового штыба или тощих углей. Борьбу с уносом можно путем примешивания к неспекающимся сортам топлива спекающихся углей ПЖ или ПС (хотя бы 10—15 %), обеспечения достаточного объема и правильной конфигурации топочного устройства, нормальных тепловых напряжений зеркала горения и топочного объема. Эффективная мера борьбы против уноса, как и против химической неполноты сгорания, — применение острого дутья, т. е. подачи воздуха в верхней части топки с большой скоростью (до 60 м/с).

Ориентировочные величины потерь от механической неполноты сгорания в зависимости от сорта топлива и типа топки приведены в табл. 24.4—24.8; их также можно определить по номограмме (рис. 24.17).

Пример (рис. 24.17). Низшая теплота сгорания угля 5400 ккал/кг; зольность угля на рабочую массу 15%; при сжигании этого угля в виде пыли при сухом шлакоудалении содержание горючих в уносе 13,6 %. По номограмме можно найти, что потеря тепла от механического недожога топлива равна 3,1%.

Чтобы предотвратить увеличение потерь тепла вследствие повышения зольности топлива, необходимо обеспечить эффективную работу обдувочных устройств и дробеочистки. Содержание золы в топливе оказывает наибольшее влияние на потери тепла с механическим недожогом при использовании топлива с малым выходом летучих.

Вследствие высокого содержания золы в топливе более существенны потери тепла со шлаками.

9. Сокращение потерь тепла в окружающую среду

Потери тепла в окружающую среду вызываются передачей его окружающему котельный агрегат воздуху, имеющему более низкую температуру, чем обмуровка и наружные металлические части котла. Этот вид потерь зависит от качества обмуровки, паропроизводительности и компактности котельного агрегата.

Потери тепла в окружающую среду q_5 ккал/кг, подсчитывают по формуле

$$q_5 = (QF + Q_6)/B, \quad (24.21)$$

где F — поверхность охлаждения по общему габариту котельного агрегата, м^2 ; Q — потери тепла с 1 м^2 поверхности обшивки топки газосходов котла; $Q = 300 \div 400 \text{ ккал/}(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$; Q_6 — потери тепла трубопроводами, барабаном и др., ккал/ч ; для агрегатов небольшой производительности $Q_6 = 30000 \text{ ккал/ч}$; B — часовой расход топлива котельным агрегатом, кг/ч .

Подсчитать потери $q_5, \%$, можно по формуле

$$q_5 = Q_5 / 100 / Q_{\text{н}}^{\text{р}} \quad (24.22)$$

Величину q_5 можно определить в зависимости от паропроизводительности котла по рис. 24.18 и приведенным ниже данным:

Паропроизводительность котельного агрегата D , т/ч
Потери в окружающую среду, $\%$

< 5	5-10	10-20	20-50	50-100	200
$< 3,5$	2,2	1,6	1,2	0,8	0,6

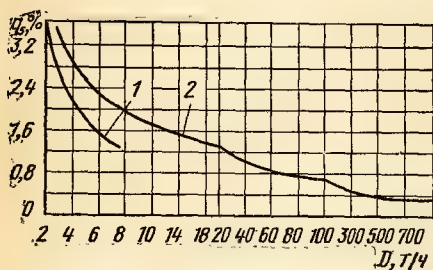


Рис. 24.18. Зависимость потерь тепла в окружающую среду q_5 от номинальной производительности котла D :

1 — собственно котел без хвостовых поверхностей; 2 — котельный агрегат с хвостовыми поверхностями

Для нагрузок D_i , отличающихся от номинальной более чем на $\pm 25\%$, $q_5^i, \%$, рассчитывают по формуле

$$q_5^i = q_5^{\text{норм}} (D_{\text{норм}} / D_i) \quad (24.23)$$

относят к потерям на неустановившееся состояние Q_6 . К этим потерям следует отнести также аккумулируемое тепло в период от включения котла в работу до установившегося теплового состояния. Исследования показывают, что установившееся тепловое состояние всего котельного агрегата наступает лишь через 2—3 сут после начала растопки из холодного состояния.

Процесс неустановившегося состояния котла связан с невозвратными тепловыми потерями. Во-первых, имеют место обычные потери с уходящими газами Q_2 и в окружающую среду Q_5 ; величины этих потерь в период пуска меньше, чем при номинальной нагрузке. Во-вторых, имеются

топочные потери Q_3 и Q_4 , которые зависят от характера растопочного процесса и могут быть повышенными. Кроме того, на электростанциях при пуске имеют место специфические потери, обусловленные подготовкой котла к работе и прекращающиеся после завершения растопки; это потери тепла с продувкой пароперегревателя $Q_{\text{пр}}$. Таким образом, в процессе пуска затрачивается тепло

$$Q = Q_{\text{акк}} + Q_{\text{пот}}, \quad (24.24)$$

откуда

$$Q_{\text{пот}} = Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_{\text{пр}} \quad (24.25)$$

В период остановки до полного расхолаживания котел теряет все аккумулированное в нем тепло и, кроме того, дополнительно имеет потери на продувку.

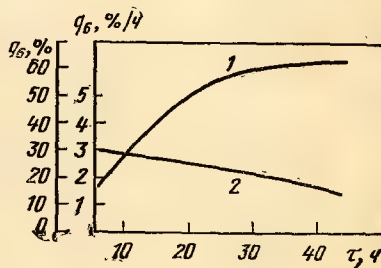


Рис. 24.19. Зависимость тепловых потерь на остановку котла q_6 от продолжительности простоя τ :

1 — общие потери тепла во время остановки; 2 — удельные потери тепла за 1 ч остановки

10. Сокращение потерь тепла при пуске и остановке котла

Процесс растопки состоит в сообщении котлу тепла для достижения им такого теплового состояния, когда он начинает выдавать пар. Котел по мере нагрева аккумулирует тепло в своих конструктивных элементах — металле и обмуровке, а также в воде благодаря теплу сожженного топлива. Процесс накопления тепла идет постепенно, пока не наступит установившееся тепловое состояние.

Поскольку практически аккумулированное тепло трудно определить, его обычно

Расхолаживание котла характеризуется быстрым спадом аккумулированного тепла в течение первых 12—18 ч.

При частых остановках (и пусках) котлов, обусловленных графиком работы котельных, тепловые потери могут приобрести заметную величину в тепловом балансе. Но в этих случаях не производят полного расхолаживания котла и потери аккумулированного тепла будут лишь частичными. Зависимость тепловых потерь на остановку котла от продолжительности простоя приведена на рис. 24.19.

11. Нормирование расхода топливно-энергетических ресурсов на ТЭЦ и в промышленных котельных

Нормирование расхода топлива, тепловой и электрической энергии — это установление плановой меры их рационального потребления. Цель нормирования — разработка, утверждение и внедрение в производство прогрессивных норм расхода, обеспечивающих экономное использование топливно-энергетических ресурсов в производстве.

Экономичность работы промышленных котельных и электростанций зависит от типа установленного оборудования, его экономичности и режима работы, определяемого графиком. Соответственно этому основой для технического нормирования являются: а) нормативные характеристики оборудования, удовлетворяющие указанным выше требованиям; б) типовые графики электрической и тепловой нагрузки на расчетные периоды времени; в) графики капитальных и текущих ремонтов основного оборудования; г) календарный план проведения реконструкции и модернизации оборудования, а также план осуществления организационно-технических мероприятий по экономии топлива, электрической и тепловой энергии.

Нормируемые величины должны быть приведены к условиям технически правильной экономичной эксплуатации. Эти условия заключаются в следующем:

1. Топливо сжигают в соответствующих его марке и сорту топках, обеспеченных достаточными дутьем и тягой.

2. Все работающие котельные агрегаты исправны, прошли режимную наладку и работают по режимным картам с оптимальным распределением нагрузки между ними.

3. Водяные экономайзеры за котлами включены в работу; для наиболее полного использования возможностей экономайзеров котлы работают с номинальным давлением пара, который до необходимого потребителям давления дросселируют вручную на распределительной гребенке, оборудованной требуемым числом предохранительных клапанов.

4. Поверхности нагрева котлов и экономайзеров подвергают систематическим очистке и обдувке, а газоходы — очистке от заносов.

5. Водный режим котлов и режим их продувки осуществляют согласно теплохимическим режимным картам.

6. Используют все тепло непрерывной продувки котлов, за исключением тепла отсепарированной продувочной воды, для чего необходимы конденсатоотводчики.

7. Весь выпар, образующийся при выпуске конденсата из аппаратов в среду с более низким давлением, используют в тепловой схеме производственных цехов путем установки соответствующих теплообменников, а конденсатные баки оборудуют охладителями выпара.

8. Основными питательными насосами служат электронасосы. Паровые насосы содержат в горячем резерве и включают в работу ежемесячно для проверки готовности согласно правилам Госгортехнадзора.

9. При работе паровых насосов в мазутном хозяйстве используют весь отработанный ими пар.

10. При сжигании антрацитов и углей с легкоплавкой золой в топках с ручными колосниковыми решетками постоянно работают на воздушном дутье, используя неэкономичное паровое дутье только в течение 30 мин для пропаривания слоя перед чистой решеткой и на такое же время после чистки для ее охлаждения и придания шлаку пористости. Постоянная работа на паровом дутье допустима только на небольших установках при недостатке электроэнергии на привод дутьевого вентилятора.

11. При содержании топлива на складе котельной должны быть приняты меры против дополнительного увлажнения, повышения зольности, измельчения, выветривания, самовозгорания и других явлений, уменьшающих рабочую теплоту сгорания топлива и повышающих механические потери его при хранении и при сжигании в топках.

Контрольные уровни норм расхода топлива на теплоэнергию, отпущеную котлоагрегатами различных типов, установленными на предприятиях цветной металлургии, приведены в табл. 24.9—24.13.

При наличии типовых нормативных характеристик применение их обязательно при нормировании работы агрегатов соответствующих типов. Если данная конкретная установка имеет особенности, отличающиеся от оговоренных в типовой нормативной характеристике, в нее необходимо вносить соответствующие технические обоснованные поправки.

При отсутствии типовых характеристик, пригодных для данных конкретных условий, составление нормативных характеристик производят на основе результатов испытаний данного или однотипных агрегатов, работающих в аналогичных условиях. Если и таких материалов нет, временно могут быть использованы гарантийные и расчетные данные заводов-изготовителей основного и вспомогательного оборудования, уточненные на основании эксплуатационных испытаний и измерения отдельных параметров и расхода топлива, тепла и электроэнергии, а также данные, заложенные в проектах.

ТАБЛИЦА 24.9

КОНТРОЛЬНЫЕ УРОВНИ НОРМ РАСХОДА ТОПЛИВА ДЛЯ КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ,
РАБОТАЮЩИХ НА ПРИРОДНОМ ГАЗЕ

Тип котла	D, т/ч	Средне-взвешен-ный к.п.д., %	Удельный расход условного топлива на собственные нужды, кг/Гкал			Норма расхода условного топлива на отпуск тепло-энергии, кг/Гкал
			продувку котла	растопку котла	прочие и неучтенные потери	
ВГД-28/8	0,8	83,6	0,20	0,09	2,55	174,1
ММЗ-0,8/8	0,8	82,6	0,21	0,09	2,58	176,2
ТМЗ-1/8	1	83,4	0,20	0,09	2,57	174,5
Шухова	2	85,2	0,21	0,08	2,51	170,7
ШБ-А2	2	86,2	0,20	0,08	2,49	169,0
Бабкок — Вилькоккс	2,5	87,3	0,20	0,10	2,45	167,5
ДКВР-2,5/13	2,5	91,8	0,19	0,08	2,34	159,0
Ланкаширский	2,5	87,0	0,20	0,08	2,47	167,5
Шухова	3,2	88,2	0,20	0,08	2,43	165,0
ШБ-А3	3,2	88,4	0,20	0,08	2,42	165,0
Ланкаширский	3,7	86,9	0,20	0,08	2,47	167,5
Шухова	3,8	89,1	0,20	0,08	2,41	163,5
ВВД-4-13	4	90,9	0,20	0,08	2,46	160,5
ДКВР-4/13	4	92,3	0,19	0,08	2,32	158,0
КРШ-4	4	88,7	0,20	0,08	2,41	164,0
Бабкок — Вилькоккс	4,5	90,0	0,20	0,09	2,38	162,2
Шухова	4,7	90,2	0,20	0,08	2,37	162,5
ШБ-А5	5,2	89,2	0,20	0,08	2,43	163,5
Шухова	5,5	90,3	0,20	0,08	2,39	161,5
Шухова	6	90,3	0,20	0,08	2,39	161,5
ДКВР-6,5/13	6,5	92,6	0,20	0,08	2,31	157,4
Фицнер-Гампер	6,5	90,4	0,20	0,08	2,37	161,5
Бабкок — Вилькоккс	7,5	90,5	0,20	0,09	2,37	160,9
Шухова	7,5	90,7	0,20	0,08	2,37	160,5
Фицнер — Гампер	7,5	90,9	0,20	0,08	2,36	160,5
ШБ-А7	8	89,8	0,20	0,08	2,40	162,0
СМ-8/15	8	91,8	0,20	0,08	2,34	159,0
Шухова	9,5	91,2	0,20	0,08	2,35	159,5
ДКВР-10/13	10	92,2	0,20	0,08	2,32	158,0
Шухова	12	91,8	0,08	0,08	2,34	158,9
ШБ-А7 экранированный	12	92,0	0,08	0,08	2,33	158,5
СУ-15-39	15	92,4	0,06	0,08	2,32	157,2
ТП-20	20	92,6	0,07	0,08	2,31	156,9
ТС-20	20	92,3	0,06	0,08	2,32	157,6
Бабкок — Вилькоккс	25	90,3	0,08	0,08	2,37	161,5
БМ-25-15	25	94,0	0,07	0,08	2,28	154,7
Ла-Монт	28	91,4	0,07	0,08	2,34	159,3
ЛМЗ	30	94,9	0,06	0,08	2,26	153,2
ТП-30	30	93,3	0,07	0,08	2,30	155,9
БГ-35-39	35	94,8	0,06	0,08	2,26	153,6
ТС-3Р (реконструиро- ванный), $t=320^{\circ}\text{C}$	40	93,2	0,07	0,08	2,3	155,9
БГ-35 (реконструирован- ный), $p=14$ кгс/см ² , $t=$ $=250^{\circ}\text{C}$	40	95,5	0,07	0,08	2,25	152,5
БКЗ-50-39	50	92,3	0,06	0,08	2,32	157,7
ГМ-50 (реконструиро- ванный), $t=240^{\circ}\text{C}$, $p=$ $=18$ кгс/см ²	50	92,7	0,08	0,08	2,31	156,7
ГМ-50-1	50	92,0	0,08	0,08	2,33	158,0
ЛМЗ-750	55	91,8	0,06	0,08	2,34	158,8
Комбайнн	57	90,7	0,06	0,08	2,36	160,3
БКЗ-120-100 ГМ	120	94,1	0,04	0,06	2,28	154,6
ПК-19-2	120	95,7	0,06	0,08	2,24	151,7
ТВГ-4	4,3*	91,0	—	0,08	2,36	159,5
ТВГ-4	4,3*	90,5	—	0,08	2,37	160,5

Тип котла	D, т/ч	Средне-взвешенный к.п.д., %	Удельный расход условного топлива на собственные нужды, кг/Гкал			Норма расхода условного топлива на отпуск теплоэнергии, кг/Гкал
			продувку котла	растопку котла	прочие и неучтенные потери	
КВ-ГМ-10	10*	90,3	—	0,08	2,37	160,9
КВ-ГМ-20	20*	89,9	—	0,08	2,38	161,2
ТВГМ-30	30*	92,2	—	0,08	2,32	157,6
ПТВМ-50	50*	92,4	—	0,08	2,32	157,2
ПТВМ-100	100*	93,5	—	0,08	2,29	155,6

* Теплопроизводительность, Гкал/ч.

ТАБЛИЦА 24.10

КОНТРОЛЬНЫЕ УРОВНИ НОРМ РАСХОДА ТОПЛИВА ДЛЯ КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ, РАБОТАЮЩИХ НА КАМЕННОМ УГЛЕ

Тип котла	D, т/ч	Виды топлива и топки	Средне-взвешенный к.п.д., %	Удельный расход условного топлива на собственные нужды, кг/Гкал				Норма расхода условного топлива на отпуск теплоэнергии, кг/Гкал
				продувку котла	обдувку по-верхностей	растопку котла	прочие и неучтенные потери	
СМ-16/22	16	Каменный уголь марки Д ($Q_n^p=5800$ ккал/кг), шахтно-мельничная топка	87,5	0,08	0,48	0,08	2,45	167,0
ТП-35у	35	Каменный уголь ($Q_n^p=3500$ ккал/кг, $W^p=8\div 12\%$, $A^p=23\div 33\%$)	89,5	0,07	0,48	0,08	2,39	163,0
К-35-40*	35	Каменный уголь, пылеугольная топка	87,2	0,07	0,48	0,08	2,45	167,0
К-50-14*	50	То же	91,4	0,07	0,47	0,08	2,33	159,6
К-50-40*	50	» »	91,2	0,07	0,47	0,08	2,34	159,8
БКЗ-50-39	50	Сахалинский каменный уголь ($Q_n^p=5800\div 6100$ ккал/кг, $W^p=10\div 14\%$, $A^p=10\div 12\%$), пылеугольная топка	90,9	0,07	0,47	0,47	2,36	160,3
БКЗ-75-39ф	75	Каменный уголь ($Q_n^p=4400\div 5000$ ккал/кг), шахтно-мельничная и пылеугольная топка	90,3	0,07	0,48	0,08	2,37	161,6

* Для данного котлоагрегата показатели по расходу топлива определены на основе расчетного значения к. п. д. брутто при номинальной нагрузке котельного агрегата.

ТАБЛИЦА 24.11

КОНТРОЛЬНЫЕ УРОВНИ НОРМ РАСХОДА ТОПЛИВА ДЛЯ КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ, РАБОТАЮЩИХ НА БУРОМ УГЛЕ И АНТРАЦИТОВОМ ШТЫБЕ

Тип котла	D, т/ч	Виды топлива и топки	Средне-взвешенный к.п.д., %	Удельный расход условного топлива на собственные нужды, кг/Гкал						Норма расхода условного топлива на отпуск теплоэнергии, кг/Гкал
				продувку котла	обдувку поверхностей нагрева	эжектор очистки	подогрев воздуха в калорифере воздухоподогревателя	растопку котла	прочие и неучтенные потери	
Ла-Монт	20	Подмосковный бурый уголь ($Q_n^p=2400$ ккал/кг), шахтно-мельничная топка	83,8	0,07	0,51	—	2,10	0,08	2,55	176,0

Тип котла	D, т/ч	Виды топлива и топки	Средневзвешенный к.п.д., %	Удельный расход условного топлива на собственные нужды, кг/Гкал							Норма расхода условного топлива на отпуск теплоэнергии, кг/Гкал
				продувку котла	обдувку поверхностей нагрева	электродвигатели	подогрев воздуха в калорифере воздухоподогревателя	растопку котла	прочие и неучтенные потери		
ТП-35у	35	Бурый уголь ($Q_H^p = 2500 \div 4000$ ккал/кг, $W^p = 32 \div 33$ %, $A^p = 10 \div 30$ %), шахтно-мельничная топка	89,4	0,07	0,48	0,25	1,90	0,08	2,39	165,9	
Б-50-14*	50	Бурый уголь	87,4	0,07	0,49	0,16	2,10	0,08	2,46	169,0	
БП-50-39Б*	50	Антрацитовый штыб	89,3	0,07	0,48	0,16	2,00	0,08	2,40	165,5	
Б-50-40*	50	Бурый уголь	88,5	0,07	0,48	0,16	2,00	0,08	2,42	166,5	
ЛМЗ-750	55	Подмосковный бурый уголь, шахтно-мельничная топка	86,7	0,07	0,50	0,16	2,10	0,08	2,47	170,7	
Штейнмюллер	62,5	То же	89,3	0,07	0,48	0,14	1,88	0,08	2,39	165,5	
БКЗ-75-39ф	75	Бурый уголь Харанорского месторождения ($Q_H^p = 3200 \div 3300$ ккал/кг, $W^p = 34 \div 36$ %, $A^p = 10 \div 12$ %), шахтно-мельничная топка	89,8	0,07	0,48	0,11	1,85	0,08	2,38	165,5	
	75	Антрацитовый штыб ($Q_H^p = 5100 \div 6300$ ккал/кг), пылесугольная топка	87,1	0,07	0,49	0,12	2,15	0,08	2,46	169,8	

* См. сноску к табл. 24.10.

ТАБЛИЦА 24.12

КОНТРОЛЬНЫЕ УРОВНИ НОРМ РАСХОДА ТОПЛИВА ДЛЯ КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ, РАБОТАЮЩИХ НА ТВЕРДОМ ТОПЛИВЕ ПРИ СЛОЕВЫХ ТОПКАХ

Тип котлов	D, т/ч	Виды топлива и слоевой топки	Средневзвешенный к.п.д., %	Удельный расход условного топлива на собственные нужды, кг/Гкал					Норма расхода условного топлива на отпуск теплоэнергии, кг/Гкал
				продувку котла	обдувку поверхностей нагрева	растопку котла	паровое дутье под колосниковую решетку	прочие и неучтенные потери	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Локомобильные*	1—3	Каменный уголь, ручная топка	66,0	0,22	0,65	0,08	4,40	3,25	226,0
ШБ-А2*	2	Подмосковный бурый уголь, топка с ПМЗ-РПК	67,1	0,28	0,72	0,08	4,82	3,56	325,5
ШБ-А2*	2	Антрациты АС и АМ, топка с ПМЗ-РПК	69,7	0,28	0,72	0,08	4,86	3,58	215,0
ШБ-А2	2	Челябинский бурый уголь, топка с ПМЗ-РПК	70,2	0,28	0,72	0,08	4,82	3,56	214,0
ДКВР-2,5/13*	2,5	Бурый уголь, топка с ПМЗ-РПК	77,0	0,25	0,63	0,08	4,26	3,15	194,5

Тип котла	D, т/ч	Виды топлива и слоевой топки	Среднезавешенный к.п.д., %	Удельный расход условного топлива на собственные нужды, кг/Гкал					Норма расхода условного топлива на отпуск теплоэнергии, кг/Гкал
				продукту котла	обмурку поверх-ностей нагрева	распорку котла	паровое дутье под колосниковую решетку	прочие и неу-тенные потери	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ДКВР-2,5/13*	2,5	Антрациты АО и АМ, топка с ПМЗ-РПК	75,0	0,26	0,65	0,08	4,36	3,22	200,0
ДКВР-2,5/13*	2,5	Каменный уголь, топка с ПМЗ-РПК	82,0	0,23	0,58	0,08	3,94	2,90	182,6
ШБ-А3*	3,2	Подмосковный бурый уголь, топка с ПМЗ-РПК	69,6	0,28	0,72	0,08	4,86	3,58	215,5
ШБ-А3*	3,2	Антрациты АС и АМ, топка с ПМЗ-РПК	72,5	0,27	0,69	0,08	4,64	3,43	206,6
ШБ-А3*	3,2	Челябинский бурый уголь топка с ПМЗ-РПК	73,1	0,27	0,68	0,08	4,64	3,40	205,0
ШБ-А3*	3,2	Каменный уголь, топка с ПМЗ-РПК	75,5	0,25	0,64	0,08	4,30	3,18	198,5
ДКВР-4/13*	4	Бурый уголь, топка с ПМЗ-РПК	77,0	0,24	0,62	0,08	4,15	3,07	194,4
ДКВР-4/13*	4	Антрациты АС и АМ, топка с ПМЗ-РПК	75,5	0,25	0,64	0,08	4,34	3,18	198,5
ДКВР-4/13*	4	Каменный уголь, топка с ПМЗ-РПК	83,0	0,23	0,57	0,08	3,86	2,85	180,5
ШБ-А5*	5,2	Подмосковный бурый уголь, топка с ПМЗ-РПК	71,0	0,28	0,70	0,08	4,75	3,52	211,3
ШБ-А5*	5,2	Антрациты АС и АМ, топка с ПМЗ-РПК	73,8	0,27	0,67	0,08	4,55	3,36	203,9
ШБ-А5*	5,2	Челябинский бурый уголь, топка с ПМЗ-РПК	74,6	0,26	0,66	0,08	4,50	3,31	201,0
ШБ-А5*	5,2	Каменный уголь, топка с ПМЗ-РПК	77,0	0,25	0,62	0,08	4,20	3,10	194,7
ДКВР-6,5/13*	6,5	Бурый уголь, топка с ПМЗ-РПК или ПМЗ-ЛЦР	78,0	0,25	0,62	0,08	4,15	3,07	192,3
ДКВР-6,5/13*	6,5	Антрациты АС и АМ, топка с ПМЗ-РПК или ПМЗ-ЛЦР	75,5	0,27	0,64	0,08	4,30	3,19	198,5
ДКВР-6,5/13*	6,5	Каменный уголь, топка с ПМЗ-РПК или ПМЗ-ЛЦР	84,0	0,23	0,57	0,08	3,86	2,85	178,0
ШБ-А7*	8	Подмосковный бурый уголь, топка с ПМЗ-ЛЦР	73,6	0,27	0,68	0,08	4,56	3,36	203,9
ШБ-А7*	8	Антрациты АС и АМ, топка с БЦР	75,0	0,25	0,62	0,08	4,20	3,10	199,5
ШБ-А7*	8	Челябинский бурый уголь, топка с ПМЗ-ЛЦР	78,2	0,25	0,63	0,08	4,25	3,14	191,3
ШБ-А7*	10	Каменный уголь, топка с ПМЗ-ЛЦР	81,5	0,23	0,59	0,08	3,98	2,94	183,7
ДКВР-10/13*	10	Бурый уголь, топка с ПМЗ-ЛЦР	76,0	0,25	0,63	0,08	4,23	3,13	197,0
ДКВР-10/13*	10	Антрациты АС и АМ, топка с ЧЦР	76,0	0,25	0,63	0,08	4,23	3,13	197,0
ДКВР-10/13*	10	Каменный уголь, топка с ПМЗ-ЛЦР	84,5	0,22	0,56	0,08	3,76	2,78	177,0
ТС-20	20	Бурый уголь, топка с ЧЦР	82,3	0,07	0,52	0,08	3,53	2,60	181,3
ТС-20	20	Антрациты АСМ и АРШ, топка с ЧЦР	84,7	0,07	0,51	0,08	3,42	2,53	175,7
СУ-20-39	20	Каменный уголь марки Д, топка с ПМЗ-ЛЦР	83,6	0,07	0,51	0,08	3,47	2,56	179,0

Тип котла	D, т/ч	Виды топлива и слоевой топки	Средневзвешенный к. п. д., %	Удельный расход условного топлива на собственные нужды, кг/Гкал					Норма расхода условного топлива на отпуск теплотенергии, кг/Гкал
				продувку котла	обдувку поверхностей нагрева	растопку котла	паровое дутье под колосниковую решетку	прочие и неучтенные потери	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ДКВР-20/13-250*	20	Бурый уголь, топка с ПМЗ-ЛЦР	79,0	0,09	0,54	0,08	3,68	2,71	188,2
ДКВР-20/13-250*	20	Антрациты АС и АМ, топка с ЧЦР	76,5	0,09	0,56	0,08	3,80	2,80	194,8
ДКВР-20/13-250*	20	Каменный уголь, топка ПМЗ-ЛЦР	85,5	0,08	0,51	0,08	3,40	2,50	174,0
Ла-Монт	28	Кузнецкий каменный уголь марки Г ($Q_H^P = 5600 \div 6300$ ккал/кг)	86,0	0,07	0,50	0,08	3,37	2,49	173,5

* См. сноску к табл. 24.10.

ТАБЛИЦА 24.13

КОНТРОЛЬНЫЕ УРОВНИ НОРМ РАСХОДА ТОПЛИВА ДЛЯ КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ, РАБОТАЮЩИХ НА СЕРНИСТОМ МАЗУТЕ

Тип котла	D, т/ч	Средневзвешенный к. п. д., %	Удельный расход условного топлива на собственные нужды, кг/Гкал								Норма расхода условного топлива на отпуск теплотенергии, кг/Гкал
			мазутное хозяйство	распыливающие мазута в форсунках	подогрев воздуха в калорифере	продувку котла	обдувку по верхностям	эжектор дробеочистки	растопку котла	прочие и неучтенные потери	
ММЗ-1м*	1	80,2	3,00	7,17	—	0,20	0,54	—	0,08	2,68	193,0
ШБ-А3	3,2	86,4	2,98	7,15	—	0,21	0,50	—	0,08	2,67	180,1
ДКВР-4/13	4	87,7	2,85	6,95	—	0,21	0,49	—	0,08	2,59	177,2
ВВД-4/13	4	89,7	2,79	6,83	—	0,20	0,48	—	0,08	2,54	173,0
ШБ-А5	5,2	87,4	2,90	7,02	—	0,21	0,49	—	0,08	2,61	177,8
ДКВР-6,5/13	6,5	91,4	2,65	6,64	—	0,20	0,47	—	0,08	2,47	169,5
Бабкок — Вилькоккс	7,5	89,0	2,84	6,94	—	0,20	0,48	—	0,08	2,58	175,3
ШБ-А7	8	88,5	2,84	6,93	—	0,21	0,49	—	0,08	2,58	176,2
Ансальдо	8	86,4	2,68	6,65	—	0,20	0,50	—	0,08	2,48	179,0
ДКВР-10/13	10	92,0	2,67	6,65	—	0,20	0,47	—	0,08	2,48	169,1
ЗВГ (неэкранированный)	12	87,1	2,95	7,09	—	0,08	0,49	—	0,08	2,65	178,5
Стерлинг	15	88,1	2,92	7,04	—	0,09	0,49	—	0,08	2,63	176,8
ТС-20	20	91,7	2,48	6,26	—	0,06	0,47	—	0,08	2,33	169,0
БМ-25-15	25	91,9	2,47	—	1,70	0,08	0,47	0,26	0,08	2,33	163,5
НЗЛ	26	89,1	2,57	—	1,90	0,08	0,48	0,29	0,08	2,40	169,0
НЗЛ-500	30	88,5	2,59	—	1,90	0,08	0,49	0,29	0,08	2,42	169,5
ТП-30	30	92,8	2,45	—	1,72	0,06	0,46	0,28	0,08	2,31	162,0
ТО-1	30	94,3	2,38	—	1,65	0,06	0,46	0,27	0,08	2,72	159,5
БМ-35-39	35	91,4	2,49	—	1,90	0,06	0,47	0,24	0,08	2,34	164,5
ТП-35	35	92,3	2,47	—	1,70	0,06	0,47	0,24	0,08	2,32	163,0
ГМ-50-1	50	90,5	2,62	6,35	1,75	0,07	0,48	0,17	0,08	2,37	166,0
ГМ-50-1	50	90,7	2,62	—	1,75	0,07	0,48	0,17	0,08	2,36	165,8
НЗЛ-625	50	89,4	2,57	—	1,95	0,07	0,48	0,17	0,08	2,40	168,0
ЛМЗ-750	55	90,0	2,53	—	1,86	0,07	0,48	0,16	0,08	2,38	167,0
БКЗ-75-39ф	75	92,3	2,56	—	1,75	0,06	0,47	0,11	0,08	2,32	162,8

* См. сноску к табл. 24.10.

12. Потери тепла в трубопроводах теплоснабжения и горячего водоснабжения

Основные технико-экономические показатели, определяющие правильность эксплуатации систем отопления и горячего водоснабжения, — это тепловые потери и утечки пара или горячей воды.

Тепловые потери на 1 м неизолированного трубопровода в зависимости от разности температур стенки трубопровода и окружающего воздуха можно определить по номограмме (рис. 24.20). Эти потери тепла

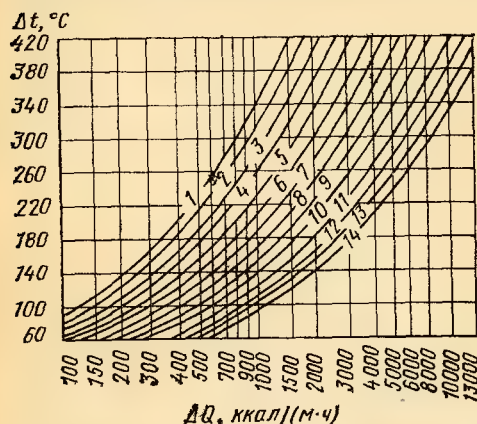


Рис. 24.20. Номограмма для определения потерь тепла на 1 м неизолированного трубопровода. Внешний диаметр труб, мм:

1 — 32; 2 — 38; 3 — 47,5; 4 — 57; 5 — 70; 6 — 89; 7 — 108; 8 — 139; 9 — 159; 10 — 191; 11 — 241; 12 — 292; 13 — 343; 14 — 394

умножают на поправочный коэффициент, зависящий от температуры воздуха и разности температур трубы и воздуха Δt (табл. 24.14).

Температуру стенки трубопровода для жидкостей и насыщенного пара принимают равной температуре теплоносителя. Для перегретого пара и газов температуру стенки получают умножением температуры теплоносителя на поправочный коэффициент, приведенный в табл. 24.15. Полученное значение тепловых потерь умножают на поправочный коэффициент, учитывающий излучение и зависящий от Δt .

ТАБЛИЦА 24.14

ПОПРАВочный КОЭФФИЦИЕНТ,
ЗАВИСЯЩИЙ ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ ВОЗДУХА
И РАЗНОСТИ ТЕМПЕРАТУРЫ ТРУБЫ
И ВОЗДУХА Δt

Температура воздуха, °C	Поправочный коэффициент при Δt , °C			
	50	200	400	500
—10	0,87	0,88	0,89	0,90
0	0,91	0,91	0,92	0,93
10	0,95	0,96	0,97	0,98
30	1,05	1,05	1,04	1,03
40	1,10	1,09	1,08	1,07

ТАБЛИЦА 24.15

ПОПРАВочный КОЭФФИЦИЕНТ
ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ
СТЕНКИ

Давление рабочего тела, ат	Темпера- тура пара, °C	Поправочный коэффициент при скорости пара, м/с			
		10	20	40	80
2	150	0,81	0,88	0,92	0,95
	200	0,76	0,84	0,90	0,92
	250	0,73	0,81	0,87	0,90
5	200	0,88	0,93	0,96	0,97
	250	0,85	0,90	0,94	0,96
	300	0,81	0,87	0,92	0,94
10	250	0,91	0,95	0,97	0,98
	300	0,88	0,93	0,96	0,97
	350	0,85	0,91	0,96	0,96
≥ 20	300	0,93	0,97	0,98	0,99
	350	0,91	0,95	0,97	0,98
	400	0,90	0,94	0,96	0,97
	500	0,88	0,92	0,94	0,95

Потери тепла неизолированным вентилем принимают равными потерям тепла 1 м неизолированной трубы, потери тепла одной парой неизолированных фланцев — потерям тепла 0,45—0,5 м неизолированной трубы при диаметре условного прохода до 200 мм и 0,55—0,65 м неизолированной трубы при диаметре условного прохода > 200 мм.

На теплопотери опор, подвесок и пр. к геометрической длине неизолированного трубопровода добавляют 10%.

Тепловые потери изолированных трубопроводов, ккал/ч, определяют по формуле

$$Q = q(t_1 - t_2) a b L_0, \quad (24.26)$$

где q — удельная тепловая потеря 1 м трубопровода при разности $t_1 - t_2 = 1^\circ\text{C}$, ккал/(м·ч·°C) величину q для обычно применяемой изоляции определяют по табл. 24.16; t_1 — температура стенки трубопровода, принимаемая равной температуре среды, °C; t_2 — температура воздуха, °C; a — поправочный коэффициент (температурный множитель), зависящий от толщины изоляции, коэффициента теплопроводности изоляционного материала и разности температур теплоносителя и воздуха; во всех случаях принимают $a = 1$ при $\Delta t = 100^\circ\text{C}$, $a = 300^\circ\text{C}$ и $a = 1 \div 1,25$ при $\Delta t = 400 \div 500^\circ\text{C} = 1 \div 1,1$ при $\Delta t = 200^\circ\text{C}$, $a = 1 \div 1,18$ при $\Delta t =$ [большие числа относятся к наибольшим толщинам изоляции — 100—150 мм и наименьшим коэффициентам теплопроводности, — 0,12—0,16 ккал/(м²·ч·°C). а меньшие — к наименьшим толщинам изоляции — 20—30 мм и коэффициентам теплопроводности 0,04—0,06 ккал/(м²·ч·°C)]; b — поправочный коэффициент на влияние ветра, определяемый по табл. 24.17 (при скорости ветра ~ 5 м/с); L_0 — приведенная длина трубопровода, м.

ТАБЛИЦА 24.16

УДЕЛЬНАЯ ТЕПЛОВАЯ ПОТЕРЯ 1 м ТРУБОПРОВОДА

Труба, мм		Коэффициент теплопроводности изоляции, ккал/(м·ч·°С)	Теплопотери, ккал/(м·ч·°С), при толщине изоляции, мм							
условный проход	диаметр		20	40	60	80	100	125	150	200
32	32/38	0,04	0,281	0,203	0,165	0,146	0,132	—	—	—
		0,08	0,482	0,370	0,314	0,280	0,257	—	—	—
		0,12	0,645	0,515	0,448	0,405	0,473	—	—	—
		0,16	0,775	0,645	0,570	0,520	0,485	—	—	—
38	41,5/47,5	0,04	0,330	0,231	0,186	0,163	0,145	—	—	—
		0,08	0,560	0,422	0,353	0,313	0,283	—	—	—
		0,12	0,750	0,585	0,500	0,450	0,411	—	—	—
		0,16	0,895	0,730	0,640	0,580	0,535	—	—	—
50	51/57	0,04	0,377	0,258	0,207	0,179	0,161	—	—	—
		0,08	0,640	0,472	0,390	0,346	0,310	—	—	—
		0,12	0,850	0,760	0,550	0,495	0,450	—	—	—
		0,16	1,020	0,810	0,700	0,630	0,535	—	—	—
76	74/83	0,04	0,500	0,330	0,260	0,227	0,197	—	—	—
		0,08	0,845	0,600	0,485	0,420	0,380	—	—	—
		0,12	0,120	0,830	0,692	0,612	0,550	—	—	—
		0,16	1,330	1,035	0,865	0,775	0,712	—	—	—
100	100/108	0,04	0,620	0,401	0,310	0,261	0,231	0,203	0,182	—
		0,08	1,05	0,725	0,580	0,494	0,442	0,392	0,359	—
		0,12	1,38	0,995	0,815	0,710	0,635	0,570	0,525	—
		0,16	1,65	1,24	1,03	0,905	0,820	0,740	0,685	—
125	125/133	0,04	0,745	0,475	0,360	0,300	0,205	0,230	0,208	—
		0,08	1,25	0,850	0,675	0,570	0,505	0,348	0,404	—
		0,12	1,65	1,17	0,945	0,815	0,725	0,650	0,590	—
		0,16	1,94	1,45	1,19	1,03	0,930	0,840	0,770	—
150	150/159	0,04	0,655	0,545	0,409	0,338	0,293	0,257	0,231	—
		0,08	1,15	0,975	0,760	0,635	0,560	0,497	0,147	—
		0,12	1,55	1,34	1,07	0,910	0,810	0,720	0,650	—
		0,16	1,89	1,66	1,35	1,16	1,04	0,930	0,850	—
200	203/216	0,04	0,85	0,695	0,520	0,425	0,364	0,313	0,281	0,236
		0,08	1,49	1,24	0,965	0,800	0,605	0,610	0,540	0,458
		0,12	2,00	1,75	1,35	1,13	0,990	0,875	0,700	0,675
		0,16	2,43	2,10	1,70	1,44	1,27	1,13	1,03	0,875
250	253/267	0,04	—	0,830	0,620	0,500	0,426	0,365	0,325	0,271
		0,08	—	1,490	1,15	0,940	0,815	0,710	0,630	0,525
		0,12	—	2,03	1,61	1,34	1,16	1,02	0,915	0,775
		0,16	—	2,53	2,02	1,70	1,49	1,32	1,19	1,01
300	303/318	0,04	—	0,965	0,715	0,575	0,485	0,415	0,367	0,303
		0,08	—	0,173	1,32	1,08	0,930	0,800	0,785	0,590
		0,12	—	2,35	1,85	1,54	1,33	1,16	1,03	0,805
		0,16	—	2,93	2,31	1,94	1,71	1,49	1,34	1,13
350	352/368	0,04	—	1,10	0,810	0,650	0,550	0,462	0,408	0,332
		0,08	—	1,97	1,49	1,22	1,040	0,890	0,790	0,650
		0,12	—	2,68	2,09	1,74	1,49	1,29	1,15	0,960
		0,16	—	3,32	2,62	2,19	1,92	1,66	1,49	1,25
400	402/426	0,04	—	1,25	0,905	0,725	0,610	0,510	0,450	0,366
		0,08	—	2,22	1,66	1,36	1,16	0,980	0,870	0,710
		0,12	—	3,02	2,33	1,96	1,66	1,42	1,26	1,05
		0,16	—	3,72	2,91	2,43	2,13	1,83	1,64	1,36

При расчете коэффициента теплопроводности температуру изоляции принимают равной 0,6 температуры стенки трубопровода.

Одно из основных условий, обеспечивающих надежную и экономичную работу теплопроводов, — правильная их эксплуатация.

В процессе эксплуатации проводят следующие мероприятия: поддерживают в ис-

правном состоянии все оборудование и конструкции тепловых сетей; устраняют излишние потери тепла, своевременно удаляя скапливающуюся в каналах и камерах воду, ликвидируя проникновение грунтовых и поверхностных вод к теплопроводам, выявляя и восстанавливая разрушенную термоизоляцию; устраняют излишние гидравлические потери в сети регулярной промывкой труб; своевременно удаляют воз-

ПОПРАВОЧНЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ НА ВЛИЯНИЕ ВЕТРА b

Условный проход, мм	Коэффициент теплопровод- ности, ккал/(м·ч·°С)	b при толщине изоляции, мм							
		20	40	60	80	100	125	150	200
<100	0,04	1,20	1,09	1,05	1,03	1,02	—	—	—
	0,08	1,32	1,17	1,10	1,07	1,05	—	—	—
	0,12	1,44	1,23	1,15	1,11	1,08	—	—	—
	0,16	1,52	1,28	1,19	1,14	1,11	—	—	—
>100	0,04	1,22	1,10	1,07	1,05	1,04	1,02	1,02	1,02
	0,08	1,35	1,19	1,13	1,09	1,07	1,06	1,05	1,04
	0,12	1,45	1,25	1,18	1,14	1,10	1,09	1,07	1,05
	0,16	1,55	1,31	1,22	1,17	1,13	1,11	1,09	1,07

Примечание. При увеличении скорости ветра до 25 м/с b возрастает на 10—15%.

дух из теплопроводов через воздушники и не допускают присоса воздуха в сети, постоянно поддерживая необходимое избыточное давление; поддерживают в сети необходимые гидравлический и тепловой ре-

жимы, систематически проверяя давление и температуру теплоносителя у источника теплоснабжения и в характерных точках сети.

ПРИЛОЖЕНИЕ

I. Основные положения по нормированию расхода топлива, тепловой и электрической энергии в народном хозяйстве

1. Общие положения

1. Нормирование расхода топлива, тепловой и электрической энергии — это установление плановой меры их потребления.

2. Основная задача нормирования — обеспечить применение при планировании и в производстве технически и экономически обоснованных, прогрессивных норм расхода топлива, тепловой и электрической энергии для осуществления режима экономии, рационального распределения и наиболее эффективного их использования.

3. Нормирование расхода топлива, тепловой и электрической энергии осуществляется на всех уровнях планирования и хозяйственной деятельности в соответствии с Методическими указаниями к разработке государственных планов экономического и социального развития СССР, настоящими Основными положениями и соответствующими этим документам отраслевыми методиками и инструкциями.

Нормированию подлежат все расходы топлива, тепловой и электрической энергии на основные и вспомогательные производственно-эксплуатационные нужды (отопление, освещение, вентиляцию, водоснабжение и др.), включая потери в сетях, независимо

от объема потребления указанных ресурсов и источников энергоснабжения.

4. Норма расхода топлива, тепловой и электрической энергии — это плановый показатель расхода этих ресурсов в производстве единицы продукции (работы) установленного качества.

5. Нормы расхода топливно-энергетических ресурсов разрабатываются отдельно по котельно-печному топливу в условном исчислении, моторному топливу¹, тепловой и электрической энергии. Наряду с нормами расхода топлива, тепловой и электрической энергии на предприятиях должны также устанавливаться нормы расхода сжатого воздуха, кислорода, воды на производство продукции (работы).

Для комплексной оценки эффективности использования топливно-энергетических ресурсов в производстве однотипной или взаимозаменяемой продукции определяются обобщенные удельные энергозатраты (проектные, пластовые, фактические), включающие прямые расходы всех видов топлива и энергии в производстве единицы продукции, приведенные в единицах измерения условного топлива. При этом удельные энергозатраты определяются на основе соответствующих удельных расходов топлива, тепловой и электрической энергии в производстве единицы продукции и нормативных топливных эквивалентов тепловой и электрической энергии.

¹ Для котельно-печного и моторного топлива в настоящих Основных положениях используется общий термин «топливо».

6. Нормы расхода топлива, тепловой и электрической энергии служат для планирования потребления этих ресурсов и оценки эффективности их использования. Выполнение установленных норм расхода — обязательное условие при материальном стимулировании за экономию топливно-энергетических ресурсов.

7. Нормы расхода топлива, тепловой и электрической энергии должны:

разрабатываться на всех уровнях планирования по номенклатуре продукции и видов работы, согласованной с вышестоящей организацией на единой методической основе; учитывать условия производства, достижения научно-технического прогресса, планы организационно-технических мероприятий, предусматривающие рациональное и эффективное использование топлива, тепловой и электрической энергии; систематически пересматриваться с учетом планируемого развития и технического прогресса производства, достигнутых наиболее экономичных показателей использования топливно-энергетических ресурсов; способствовать максимальной мобилизации внутренних резервов экономии топлива, тепловой и электрической энергии, выполнению плановых заданий и достижению высоких экономических показателей производства.

2. Классификация норм расхода

1. Нормы расхода топлива, тепловой и электрической энергии в производстве классифицируются по следующим основным признакам: степени агрегации — на индивидуальные и групповые; составу расходов — на технологические и общепроизводственные; периоду действия — на годовые и квартальные (на предприятиях могут устанавливаться также и нормы по месяцам).

2. Индивидуальной нормой называется норма расхода топлива, тепловой и электрической энергии на производство единицы продукции (работ), которая устанавливается по типам или отдельным топливно- и энергопотребляющим агрегатам, установкам, машинам (паровым котлам, печам, автомобилям, самолетам и др.), технологическим схемам применительно к определенным условиям производства продукции (работы).

3. Групповой нормой называется норма расхода топлива, тепловой и электрической

энергии на производство планируемого объема одноименной продукции (работы) согласно установленной номенклатуре по уровням планирования: народное хозяйство, министерство (ведомство), союзная республика, объединение, предприятие.

4. Технологической нормой называется норма расхода топлива, тепловой и электрической энергии, которая учитывает их расход на основные и вспомогательные технологические процессы производства данного вида продукции (работы), расход на поддержание технологических агрегатов в горячем резерве, на их разогрев и пуск после текущих ремонтов и холодных простоев, а также технически неизбежные потери энергии при работе оборудования, технологических агрегатов и установок. При нормировании расхода топлива устанавливаются только технологические нормы расхода на производство продукции (работы).

5. Общепроизводственной нормой называется норма расхода тепловой и электрической энергии, которая учитывает расходы энергии на основные и вспомогательные технологические процессы, на вспомогательные нужды производства (общепроизводственное цеховое и заводское потребление на отопление, вентиляцию, освещение и др.), а также технически неизбежные потери энергии в преобразователях, тепловых и электрических сетях предприятия (цеха), отнесенные на производство данной продукции (работы).

3. Состав норм расхода

1. Состав норм расхода топлива, тепловой и электрической энергии — это перечень статей их расхода, учитываемых в нормах на производство продукции (работы).

Состав норм расхода топлива и энергии устанавливается соответствующими отраслевыми методиками и инструкциями, разрабатываемыми с учетом особенностей производства продукции (работы), на основе которых на каждом предприятии определяется конкретный состав норм расхода. Произвольное изменение состава норм не допускается.

Примерный состав норм расхода топлива, тепловой и электрической энергии для промышленного предприятия приведен в таблице.

ПРИМЕРНЫЙ СОСТАВ НОРМ РАСХОДА ТОПЛИВА, ТЕПЛОВОЙ И ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННОГО ПРЕДПРИЯТИЯ

Виды норм, статьи расхода топлива, тепловой и электрической энергии	Виды ресурсов		
	топливо	тепловая энергия	электрическая энергия
<i>Технологические нормы</i>			
Расход топлива, тепловой и электрической энергии на технологические процессы производства с учетом расходов на поддержание технологических агрегатов в горячем резерве, на их разогрев и пуск после текущих ремонтов и холодных простоев, а также технически неизбежных потерь в применяемом оборудовании, технологических агрегатах и установках . .	+	+	+

Виды норм, статьи расхода топлива, тепловой и электрической энергии	Виды ресурсов		
	топли- во	тепловая энергия	электри- ческая энергия
<i>Общепроизводственные цеховые нормы</i>			
Расход тепловой и электрической энергии, входящий в состав технологической нормы	—	+	+
Расход тепловой и электрической энергии на вспомогательные нужды цеха:			
отопление	—	+	+
вентиляцию	—	+	+
освещение	—	—	+
работу внутрицехового транспорта	—	—	+
работу цеховых ремонтных мастерских	—	+	+
хозяйственно-бытовые и санитарно-гигиенические нужды цеха (горячие души, умывальники, кабинеты личной гигиены рабочих)	—	+	+
Потери энергии во внутрицеховых сетях и преобразователях	—	+	+
<i>Общепроизводственные заводские нормы</i>			
Расход тепловой, электрической энергии, входящий в состав общепроизводственной цеховой нормы	—	+	+
Расход тепловой и электрической энергии на вспомогательные нужды предприятия:			
производство сжатого воздуха	—	+	+
производство холода	—	+	+
производство кислорода, азота	—	+	+
производство генераторного газа	—	+	+
подачу воды	—	+	+
производственные нужды вспомогательных и обслуживающих цехов и служб (ремонтных, инструментальных и других цехов, заводских лабораторий, складов, административных зданий и т. д.), включая освещение, вентиляцию и отопление их, работу внутризаводского транспорта (электрокаров, мотовозов, кранов, пневматического и железнодорожного транспорта)	—	—	+
наружное освещение территории	—	—	+
обогрев заводских трубопроводов, междоцеховую транспортировку сырья, полупродуктов и т. д.	—	+	—
Потери в заводских тепловых и электрических сетях и трансформаторах до цеховых пунктов учета	—	+	+

2. На предприятиях, выпускающих разнородную или однородную продукцию, но по различным технологическим схемам и на разных установках, при расчете норм расхода распределение общепроизводственных цеховых и заводских расходов тепловой и электрической энергии на производство продукции (работы) целесообразно производить пропорционально потреблению энергии на технологические процессы производства или в зависимости от размера услуг, получаемых от вспомогательных и подсобных цехов, а именно: а) транспортных цехов — пропорционально объему перемещенных грузов; б) инструментальных, ремонтных и других вспомогательных цехов — пропорционально доле услуг; в) компрессорных, насосных и других цехов или силовых установок — пропорционально получаемым от них объемам воздуха, газа, кислорода, воды и т. п.; г) центральной заводской лаборатории —

пропорционально количеству анализов и объему опытных работ, проведенных в связи с выпуском данного вида продукции.

Потери энергии в тепловых, электрических сетях и преобразователях распределяются на основе опытных замеров или пропорционально потреблению энергии в производстве соответствующих видов продукции (работ). Порядок распределения потерь определяется отраслевыми методиками и инструкциями.

3. На предприятиях, а также (по определению министерств и ведомств) в объединениях должны устанавливаться отдельно нормы расхода тепловой и электрической энергии на отопление, вентиляцию, производство сжатого воздуха, кислорода, подачу воды и другие вспомогательные нужды производства.

4. В нормы расхода топлива, тепловой и электрической энергии не должны включаться затраты этих ресурсов вызванные отступ-

лением от принятой технологии, режимов работы, рецептур, несоблюдением требований к качеству сырья и материалов, и другие нерациональные затраты.

5. В нормы расхода топлива, тепловой и электрической энергии на производство продукции (работы) не включаются расходы на строительство и капитальный ремонт зданий и сооружений, монтаж, пуск и наладку нового технологического оборудования, научно-исследовательские и экспериментальные работы, отпуск на сторону (для поселков, столовых, клубов, детских яслей и садов и др.), потери топлива при хранении и транспортировке. Расход топлива, тепловой и электрической энергии на эти нужды должен нормироваться отдельно.

Если предприятие, кроме основной продукции, выпускает полуфабрикаты для поставки предприятиям (литье, кузнечные поковки, штамповки, клинкер и т.п.) и товары народного потребления, то расход топлива, тепловой и электрической энергии на их производство нормируется отдельно и не включается в нормы расхода на производство основной продукции (работы).

4. Размерность норм расхода

1. Размерность норм расхода должна соответствовать единицам измерения, принятым при планировании и учете топлива, тепловой и электрической энергии, объемов производства продукции (работы), а также обеспечивать практическую возможность контроля за выполнением норм.

2. Расход топлива, тепловой и электрической энергии на единицу производимой продукции (работы) нормируется: кательно-печного топлива — в килограммах, граммах условного топлива (кг усл. топл. г усл. топл.); тепловой энергии — в гигакалориях, тысячах килокалорий (Гкал, тыс. ккал); электрической энергии — в киловатт-часах (кВт·ч); автомобильного бензина, дизельного топлива, авиационного керосина и других нефтепродуктов — в килограммах, граммах натурального (кг, г) или условного (кг усл. топл.; г усл. топл.) топлива.

3. Нормы расхода топлива, тепловой и электрической энергии разрабатываются на производство единицы готовой продукции (1 т чугуна, 1 т угля), на единицу перерабатываемого сырья (1 т перерабатываемой нефти), на единицу объема выполняемой работы (тонно-километр, погонный метр проходки и т.д.).

4. При нормировании расхода топлива, тепловой и электрической энергии на производство однородной продукции (работы), но с различным составом изделий (видами выполняемых работ) применяются условные единицы измерения (консервы — в банках условных, тракторные работы — в гектарах условных эталонных и т.п.).

5. В машиностроительных отраслях промышленности, выпускающих продукцию широкой номенклатуры, в строительстве, ремонтных и экспериментальных производствах на уровне министерств, ведомств, когда практически невозможно выбрать единый измеритель продукции в натуральных или условных единицах, а также в объединениях и на пред-

приятиях, которым производственные планы утверждаются только в стоимостном выражении, нормы расхода тепловой и электрической энергии, как исключение, устанавливаются на 1000 руб. чистой (нормативной) или товарной продукции, а для строительства — на 1000 руб. выполняемых собственными силами строительно-монтажных работ.

Указанные нормы расхода должны определяться по соответствующим методикам и инструкциям с учетом планируемых мероприятий по экономии энергии. Одновременно для энергоемких процессов (литье,ковка, термообработка, электросварка, производство сжатого воздуха и кислорода, водоснабжение, отопление, вентиляция и др.) должны устанавливаться нормы расхода тепловой и электрической энергии на производство единицы продукции или на выполнение физического объема работ в натуральном выражении.

5. Методы разработки норм расхода

1. Основным методом разработки норм расхода топлива, тепловой и электрической энергии является расчетно-аналитический метод. Кроме того, применяются опытный и расчетно-статистический методы. Для определения групповых норм расхода топлива, тепловой и электрической энергии применяются в основном расчетно-аналитический и расчетно-статистический методы.

2. Расчетно-аналитический метод предусматривает определение норм расхода топлива, тепловой и электрической энергии расчетным путем по статьям расхода на основе прогрессивных показателей использования этих ресурсов в производстве.

Групповые нормы расхода топлива, тепловой и электрической энергии определяются, как правило, расчетно-аналитическим методом на основе индивидуальных норм расхода и соответствующих объемов производства как средневзвешенные величины. В отдельных случаях групповые нормы расхода на планируемый год могут определяться также исходя из соответствующих норм базисного года с учетом достигнутых прогрессивных показателей удельного расхода и планируемых организационно-технических мероприятий по экономии топлива и энергии.

Индивидуальные нормы расхода определяются на базе теоретических расчетов, экспериментально установленных нормативных характеристик энергопотребляющих агрегатов, установок и оборудования с учетом достигнутых прогрессивных показателей удельного расхода топлива, тепловой и электрической энергии и внедряемых мероприятий по их экономии.

Для обеспечения разработки норм расхода необходимо: проводить в порядке и в сроки, установленные вышестоящими организациями, а также после осуществле-

* Здесь и в дальнейшем под нормативной характеристикой имеется в виду зависимость удельного расхода топлива, тепловой и электрической энергии от загрузки (производительности) оборудования и других факторов при нормальных условиях его эксплуатации.

ния мероприятий по реконструкции производства, связанной с изменением параметров оборудования и процессов, энергетические испытания, оборудования и процессов, по данным которых должны разрабатываться соответствующие энергетические балансы и нормативные характеристики по типам оборудования, установок, агрегатов; осуществлять систематический контроль, учет и анализ эксплуатационных удельных расходов топлива, тепловой и электрической энергии и исключать из них нерациональные затраты топлива и энергии.

Для оценки точности расчета норм по принятой схеме следует производить идентичные расчеты для года, по которому имеются отчетные данные, и учитывать их результаты при определении норм расхода топлива, тепловой и электрической энергии на планируемый период.

3. Опытный метод разработки индивидуальных норм расхода заключается в определении удельных затрат топлива, тепловой и электрической энергии по данным, полученным в результате испытаний (эксперимента). При этом оборудование должно быть в технически исправном состоянии и отлажено, а технологический процесс должен осуществляться в режимах, предусмотренных техническими регламентами или инструкциями.

4. В тех случаях, когда не представляется возможным использовать для разработки норм расчетно-аналитический и опытный методы, применяется, как исключение, расчетно-статистический метод определения норм расхода на основе анализа статистических данных за ряд предшествующих лет о фактических удельных расходах топлива, тепловой и электрической энергии и факторов, влияющих на их изменение.

5. Основными исходными данными для определения норм расхода топлива, тепловой и электрической энергии являются: первичная техническая и технологическая документация; технологические регламенты и инструкции, экспериментально проверенные энергобалансы и нормативные характеристики энергетического и технологического оборудования, сырья, паспортные данные оборудования, нормативные показатели, характеризующие наиболее рациональные и эффективные условия производства (коэффициент использования мощности, нормативы расхода энергоносителей в производстве, удельные тепловые характеристики для расчета расходов на отопление и вентиляцию, нормативы потерь энергии при передаче и преобразовании и другие показатели); данные об объемах и структуре производства продукции (работы); данные о плановых и фактических удельных расходах топлива и энергии за прошедшие годы, а также акты проверок использования их в производстве; данные передового опыта отечественных и зарубежных предприятий, выпускающих аналогичную продукцию, по экономному и рациональному использованию топлива и энергии и достигнутым удельным расходам; план организационно-технических мероприятий по экономии топлива и энергии.

6. Порядок формирования плана организационно-технических мероприятий по экономии, норм расхода и заданий по среднему их снижению

1. Организационно-технические мероприятия по экономии топлива, тепловой и электрической энергии разрабатываются на всех уровнях управления и группируются по следующим основным направлениям экономии применительно к производству продукции (работ) согласно установленной номенклатуре: совершенствование технологии производства; улучшение использования и структуры производственного оборудования; улучшение использования топлива и энергии в производстве; повышение качества сырья и применение менее энергоемких его видов; прочие мероприятия (организационные, экономические и др.).

2. Исходными данными для разработки планов организационно-технических мероприятий по экономии топлива, тепловой и электрической энергии в производстве являются: комплексная программа научно-технического прогресса на 20 лет; целевая комплексная научно-техническая программа по экономии топливно-энергетических ресурсов; основные направления экономического и социального развития СССР на предстоящие 10 лет (по пятилетиям); задания по среднему снижению норм расхода топлива, тепловой и электрической энергии на планируемый период, установленные вышестоящей организацией; программы по решению отраслевых научно-технических проблем и комплексному использованию природных ресурсов; предложения об использовании в народном хозяйстве достижений научно-технического прогресса, результаты законченных научно-исследовательских и проектно-конструкторских работ; стандарты на машины и оборудование; результаты анализа использования топлива, тепловой и электрической энергии в производстве за предшествующие годы; энергетические балансы предприятий; рационализаторские предложения и результаты работы по экономии топливно-энергетических ресурсов, достигнутые передовыми предприятиями, цехами, бригадами.

При разработке организационно-технических мероприятий по экономии топлива, тепловой и электрической энергии, включаемых в план, необходимо проводить оценку их экономической эффективности с целью выбора наилучшего варианта и установления целесообразности, а также очередности их внедрения в производство.

3. Задания по среднему снижению норм расхода топлива, тепловой и электрической энергии в производстве на планируемый период (по годам пятилетки и на очередной планируемый период) устанавливаются в планах экономического и социального развития СССР министерствам и ведомствам СССР и союзным республикам нарастающим итогом в процентах к уровню фактических удельных расходов базисного года соответствующего вида топливно-энергетических ресурсов.

За базисный год принимается последний год, предшествующий планируемому периоду. При отсутствии отчетных данных о

фактических удельных расходах задания по среднему снижению норм расхода устанавливаются в процентах к уровню норм базисного года. Одновременно министерства и ведомства СССР и союзные республики расчетно определяют размеры среднего снижения норм расхода на каждый год пятилетки в процентах к уровню норм предыдущего года.

Для определения плановых заданий по среднему снижению норм расхода топлива и энергии используются нормы планируемого года, фактические удельные расходы или нормы расхода базисного года, соответствующие объемы производства планируемого года и планы организационно-технических мероприятий по экономии топлива, тепловой и электрической энергии.

4. При разработке проекта основных направлений экономического и социального развития СССР на 10 лет (по пятилеткам) министерства и ведомства СССР и союзные республики представляют в Госплан СССР предварительные проекты планов организационно-технических мероприятий по экономии топлива, тепловой и электрической энергии (по направлениям экономии), проекты основных норм расхода (по установленной номенклатуре) и предложения по среднему снижению норм расхода в порядке и в сроки, установленные директивными органами и Госпланом СССР: на первое пятилетие — с разбивкой по годам, на второе пятилетие — на последний год пятилетки.

Госплан СССР рассматривает эти предложения министерств и ведомств СССР и союзных республик, устанавливает контрольные цифры по среднему снижению норм расхода топлива, тепловой и электрической энергии по годам предстоящей пятилетки и доводит их до министерств, ведомств СССР и союзных республик за год до начала очередной пятилетки. Министерства и ведомства СССР и союзные республики обеспечивают доведение указанных контрольных цифр до объединений, предприятий и организаций в течение месяца после получения их от Госплана СССР.

5. При разработке пятилетнего плана (по годам пятилетки) министерства и ведомства СССР и союзные республики с привлечением отраслевых институтов, предприятий и организаций, исходя из контрольных цифр Госплана СССР по среднему снижению норм расхода топлива, тепловой и электрической энергии на пятилетку, планируемых объемов производства продукции (работ), уточняют планы организационно-технических мероприятий и размеры планируемой экономии, разрабатывают проекты норм расхода и заданий по среднему снижению норм расхода топлива и энергии нарастающим итогом по годам пятилетки и представляют их в Госплан СССР.

Госплан СССР рассматривает эти предложения, определяет проекты норм расхода в производстве основных видов продукции (работ) и заданий по среднему снижению норм расхода топлива и энергии по министерствам и ведомствам СССР и союзным республикам, нарастающим итогом по годам пятилетки и представляет проект ос-

новных норм и заданий по среднему снижению норм расхода топлива и энергии в составе проекта государственного пятилетнего плана экономического и социального развития СССР в Совет Министров СССР.

Выполнение заданий пятилетнего плана по среднему снижению норм расхода топлива и энергии на всех уровнях хозяйственного управления оценивается нарастающим итогом с начала пятилетки.

6. Министерства и ведомства СССР и госпланы союзных республик устанавливают порядок и несут ответственность за подготовку указанных в п. 4 и 5 материалов и определяют степень участия в их разработке предприятий, научно-исследовательских и проектных организаций.

7. Задания по среднему снижению норм расхода и нормы расхода топлива, тепловой и электрической энергии, устанавливаемые в годовых планах, разрабатываются на основе заданий пятилетнего плана на данный год с необходимой конкретизацией указанных заданий и основных норм расхода с учетом внедрения новейших достижений науки и техники, а также проведения экономических и организационных мероприятий, обеспечивающих выполнение заданий пятилетнего плана.

Разработка заданий по среднему снижению норм расхода топлива, тепловой и электрической энергии к годовому плану начинается снизу — с производственных объединений (предприятий) и организаций. На основе развертывания социалистического соревнования и использования внутрихозяйственных резервов производственного объединения (предприятия) и организации разрабатывают прогрессивные показатели встречного плана по экономии топливно-энергетических ресурсов в сравнении с соответствующими нормами и заданиями пятилетнего плана на планируемый год, которые наряду с заданиями пятилетнего плана учитываются министерствами и ведомствами СССР и госпланами союзных республик при подготовке проекта плана на очередной год. На всех уровнях планирования показатели годового плана должны быть не ниже показателей пятилетнего плана, установленных на этот год.

8. Министерства и ведомства СССР и госпланы союзных республик дифференцируют показатели плана (пятилетнего, годового), указанные в п. 4, 5, 7, и доводят их до подведомственных объединений, предприятий и организаций не позднее чем за полтора месяца до начала планового периода. Величины дифференцированных норм и заданий по среднему снижению норм расхода топлива, тепловой и электрической энергии по уровням планирования должны соответствовать утвержденным вышестоящей организацией нормам и заданиям.

9. Производственные объединения (предприятия и организации) в пределах утвержденных для них норм и заданий по среднему снижению норм расхода устанавливают дифференцированные нормы расхода топлива, тепловой и электрической энергии по цехам, агрегатам на год и по кварталам.

10. Не допускается корректировка норм расхода в сторону повышения и заданий по среднему снижению норм расхода топлива и энергии — в сторону снижения, исходя только из фактического уровня их выполнения.

7. Организация нормирования расхода и контроля за использованием топлива, тепловой и электрической энергии

1. В работу по организации нормирования расхода топлива, тепловой и электрической энергии входят:

разработка методик и инструкций по нормированию номенклатур продукции (работ), в производстве которых определяются нормы расхода, и организационно-технических мероприятий по экономии топлива, тепловой и электрической энергии; разработка и утверждение индивидуальных и групповых норм расхода и заданий по среднему снижению норм расхода на планируемый период; доведение норм расхода и заданий до исполнителей; проведение анализа и обеспечение контроля за выполнением установленных норм расхода топлива, тепловой и электрической энергии, заданий по среднему их снижению и планируемых организационно-технических мероприятий; совершенствование отчетности о выполнении норм расхода топлива, тепловой и электрической энергии и заданий по их среднему снижению.

2. Научно-методическое и организационное руководство работой по нормированию расхода топливно-энергетических ресурсов в народном хозяйстве осуществляется Госпланом СССР. Методическое руководство научно-исследовательскими работами в области нормирования расхода топлива, тепловой и электрической энергии в производстве и координацию этих работ осуществляет Научно-исследовательский институт планирования и нормативов (НИИПиН) при Госплане СССР.

3. Методики и инструкции по нормированию расхода топлива, тепловой и электрической энергии по направлению их потребления разрабатываются и утверждаются на основе настоящих Основных положений: межотраслевые методики и инструкции разрабатываются НИИПиНом при Госплане СССР с участием Всесоюзного научно-исследовательского института комплексных топливно-энергетических проблем (ВНИИКТЭП) при Госплане СССР и утверждаются Госпланом СССР; отраслевые методики и инструкции разрабатываются и утверждаются министерствами и ведомствами СССР после рассмотрения их ВНИИКТЭПом при Госплане СССР и согласования с НИИПиНом при Госплане СССР. Для разработки этих документов министерства и ведомства СССР привлекают подведомственные научно-исследовательские и проектно-конструкторские институты, из числа которых определяется головной институт по координации научных исследований и разработке методического обеспечения нормирования расхода топлива, тепловой и электрической энергии в производстве. При этом должен обеспечи-

ваться стабильный состав научно-исследовательских и проектно-конструкторских организаций, привлекаемых к решению этих вопросов.

Методики и инструкции по нормированию расхода топлива, тепловой и электрической энергии должны систематически пересматриваться и совершенствоваться с учетом изменения технологии и организации производства.

4. Структура органов, осуществляющих нормирование топливно-энергетических ресурсов в министерствах и ведомствах, и их функции устанавливаются положениями по организации нормирования, которые разрабатываются и утверждаются соответствующими министерствами и ведомствами с учетом действующих схем управления.

5. В производственных объединениях и на предприятиях нормирование расхода топливно-энергетических ресурсов осуществляется бюро, группой по нормированию расхода топлива и энергии в составе энергетических служб. Руководство разработкой планов организационно-технических мероприятий по экономии и норм расхода топливно-энергетических ресурсов осуществляет главный инженер объединения, предприятия, который несет персональную ответственность за их техническую обоснованность и внедрение.

6. Для контроля за выполнением норм расхода топлива, тепловой и электрической энергии на предприятиях должен быть организован учет их расхода с помощью приборов, установленных в соответствии с правилами технической эксплуатации. При проектировании новых или реконструкции действующих предприятий проектные организации необходимо предусматривать в проектно-сметной документации приборы для учета расхода топлива, тепловой и электрической энергии.

7. В состав технико-экономической части проектов новых и реконструируемых производств должны включаться показатели удельного расхода топлива, тепловой и электрической энергии, а также обобщенные удельные энергозатраты на производство продукции (работы).

8. В новых стандартах на машины и оборудование наряду с другими качественными характеристиками необходимо предусматривать показатели удельного расхода топлива, тепловой и электрической энергии на единицу произведенной продукции (работы).

9. Контроль за выполнением мероприятий по экономии, норм расхода топлива, тепловой и электрической энергии и заданий по среднему снижению их осуществляется организациями вневедомственного и ведомственного контроля на основе данных первичного учета путем проверки состояния нормирования на местах и анализа государственной и ведомственной отчетности.

10. При проведении работ, связанных с нормированием, учетом и отчетностью об использовании топливно-энергетических ресурсов, следует предусматривать применение электронно-вычислительной техники.

II. Энергетический баланс*

(Терминология)

Настоящая терминология рекомендуется Комитетом научно-технической терминологии АН СССР к применению в научно-технической литературе, информации, учебном процессе, стандартах и документации.

Терминология рекомендуется Министерством высшего и среднего специального образования СССР для высших и средних специальных учебных заведений.

1. Общие понятия

1. *Энергетический ресурс (Энергоресурс)*. Носитель энергии, который при данном уровне техники или в предвидимой перспективе ее развития используется или может быть использован в народном хозяйстве.

2. *Природный энергетический ресурс*. Энергетический ресурс, образовавшийся в результате геологического развития Земли и других природных процессов. Различают «природный возобновляющийся энергетический ресурс», который непрерывно пополняется, и «природный невозобновляющийся энергетический ресурс», т.е. не пополняющийся в настоящую геологическую эпоху.

3. *Облагороженный энергетический ресурс*. Природный энергетический ресурс, подвергнутый, без изменения его физико-химической основы, процессу облагораживания или обогащения.

4. *Переработанный энергетический ресурс*. Ресурс, получаемый в процессе переработки природного энергетического ресурса с изменением его физико-химической основы, но без изменения агрегатного состояния.

5. *Преобразованный энергетический ресурс*. Ресурс, получаемый в процессе преобразования природного, облагороженного или переработанного энергетического ресурса с изменением его физико-химической основы и с изменением агрегатного состояния.

6. *Побочный энергетический ресурс* (не рекомендуется — Вторичный энергетический ресурс). Облагороженный, переработанный или преобразованный энергетический ресурс, получаемый в качестве побочного продукта или отхода основного производства.

7. *Энергоноситель*. Непосредственно используемый на стадии конечного потребления облагороженный, переработанный, преобразованный, побочный энергетический ресурс, а также природный энергетический ресурс, потребляемый на этой стадии.

8. *Потенциальный запас энергетического ресурса*. Количество природного возобновляющегося и (или) природного невозобновляющегося энергетического ресурса, имеющегося в недрах, на поверхности или в атмосфере Земли (применительно к данной территории). Допустимо пользоваться такими терминами, как, например, «гидроэнергетический потенциал», «ветроэнергетический потенциал», имея в виду, что запас природных возобновляющихся энергетичес-

ких ресурсов определяется годовым количеством.

9. *Произведенный энергетический ресурс*. Невозобновляющийся природный энергетический ресурс, извлеченный из недр, или использованный возобновляющийся энергетический ресурс.

10. *Запас произведенного энергетического ресурса*. Количество энергетического ресурса, имеющегося на складах, базах, в бункерах, газохранилищах и водохранилищах.

11. *Первичная энергия*. Энергия, заключенная в потенциальных запасах или произведенных энергетических ресурсах. Термин применяется для характеристики суммарных потенциальных запасов или произведенных энергетических ресурсов.

12. *Энергетическая установка*. Устройство, которое непосредственно служит для получения (добычи), облагораживания, переработки, преобразования, специализированного транспорта, конечного использования энергетических ресурсов или утилизации побочных энергетических ресурсов.

13. *Энергетический объект*. Совокупность энергетических установок, объединенных территориально и предназначенных для совместного выполнения производственно-технических задач.

14. *Энергетический процесс*. Процесс получения (добычи), облагораживания, переработки, преобразования, транспорта, конечного использования энергоносителей и утилизации побочных энергетических ресурсов.

15. *Энергетическое хозяйство (Энергетика; не рекомендуется — Топливо-энергетическое хозяйство)*. Комплекс взаимосвязанных систем, состоящих из совокупности предприятий и установок получения, переработки, преобразования, транспорта, хранения и использования в народном хозяйстве энергетических ресурсов и энергоносителей всех видов.

16. *Энергетическое использование энергетических ресурсов*. Использование энергетических ресурсов в энергетических установках и процессах.

17. *Неэнергетическое использование энергетических ресурсов*. Использование энергетических ресурсов в качестве сырья и материалов.

18. *Комплексное использование энергетических ресурсов*. Использование энергетических ресурсов одновременно в качестве сырья и источника энергии.

19. *Комбинированное использование энергетических ресурсов*. Использование энергетических ресурсов одновременно для производства нескольких видов энергии.

2. Балансовые понятия

20. *Энергетический поток*. Движение энергоресурсов в энергетическом хозяйстве в направлении от источников к потребителям энергии, включающее стадии, которые характеризуют изменение количества и (или) качественного состояния, перемещение и хранение энергетических ресурсов.

21. *Стадия добычи природных энергетических ресурсов*. Извлечение из недр природных невозобновляющихся и получение

* Энергетический баланс. Терминология. Вып. 86. М.: Наука, 1973.

природных возобновляющихся энергетических ресурсов.

22. *Стадия обогащения энергетических ресурсов.* Получение обогащенных или обогащенных энергетических ресурсов из природных энергетических ресурсов.

23. *Стадия переработки и преобразования энергетических ресурсов.* Переход энергетических ресурсов в переработанные и преобразованные энергетические ресурсы, сопровождающийся изменениями их физико-химических свойств или превращениями одного вида энергии в другой.

24. *Стадия хранения энергетических ресурсов.* Хранение страховых, сезонных, аварийных и других видов запасов энергетических ресурсов, связанное с неравномерностью их производства, поставки и потребления, а также с другими условиями.

25. *Стадия транспорта и распределения энергетических ресурсов.* Перемещение энергетических ресурсов по территории.

26. *Стадия конечного использования энергетических ресурсов.* Использование энергоносителей для производства всех видов неэнергетической продукции, работы транспорта и оказания производственных и культурно-бытовых услуг, а также потребление энергоносителей на собственные нужды отдельных стадий энергетического потока.

27. *Потребление энергоносителей на собственные нужды.* Расход энергоносителей на установках (предприятиях) по добыче, переработке, преобразованию и специализированному транспорту на вспомогательные энергетические и технологические цели, обеспечивающие их работу.

28. *Подведенный энергетический ресурс.* Энергетический ресурс или энергоноситель, подведенный к энергетической установке для переработки, преобразования, транспорта или использования.

29. *Подведенная энергия.* Количество энергии в подведенном энергетическом ресурсе или энергоносителе.

30. *Полезная энергия.* Количество энергии, теоретически необходимое для осуществления тех или иных энергетических процессов или получаемое на стадии переработки, преобразования, транспорта и хранения энергетических ресурсов.

31. *Потери энергии.* Разность между подведенной энергией и полезной энергией. Соответственно различаются: «потери энергии при обогащении энергетических ресурсов», «потери энергии при обогащении энергетических ресурсов», «потери энергии при переработке энергетических ресурсов», «потери энергии при преобразовании энергетических ресурсов», «потери энергии при транспорте энергетических ресурсов», «потери энергии при хранении энергетических ресурсов» и т. п.

32. *Энергетический баланс.* А. Полное количественное соответствие (равенство) между суммарной подведенной энергией, с одной стороны, и суммарной полезной энергией и потерями энергии — с другой. Б. Система показателей, отражающая полное количественное соответствие (равенство) между приходом и расходом энергетических ресурсов, распределение их

между отдельными потребителями и их группами, районами потребления и позволяющая определить эффективность использования энергоресурсов в народном хозяйстве страны или на его отдельных участках — в районе, отрасли, предприятии, объекте, установке, процессе.

33. *Приходная часть энергетического баланса.* Система показателей энергетического баланса, характеризующая структуру добычи и производства всех видов энергетических ресурсов и энергии, поступление их со стороны и переходящие остатки.

34. *Расходная часть энергетического баланса.* Система показателей энергетического баланса, характеризующая структуру и направления использования всех видов энергетических ресурсов и энергии (включая потери), отпуск их на сторону и переходящие остатки.

35. *Баланс природных энергетических ресурсов.* Система показателей, отражающая полное количественное соответствие (равенство) между приходом и расходом природных энергетических ресурсов.

36. *Баланс побочных энергетических ресурсов.* Система показателей, отражающая полное количественное соответствие (равенство) между приходом и расходом побочных энергетических ресурсов.

37. *Баланс отдельных видов топлива.* Система показателей, отражающая полное количественное соответствие (равенство) между приходом и расходом природных невозобновляющихся, переработанных и побочных энергетических ресурсов в виде твердого, жидкого и газообразного топлива.

38. *Баланс тепловой энергии.* Система показателей, отражающая полное количественное соответствие (равенство) между приходом преобразованных (в виде пара и горячей воды), природных невозобновляющихся (в виде топлива и геотермального тепла), побочных (в виде утилизационного тепла) энергетических ресурсов и расходом тепла для средне- и низкотемпературных процессов.

39. *Баланс электрической энергии.* Система показателей, отражающая полное количественное соответствие (равенство) между приходом и расходом электрической энергии.

40. *Единый энергетический баланс (Сводный энергетический баланс).* Полное количественное соответствие (равенство) потоков всех видов энергии и энергетических ресурсов между стадиями их добычи, переработки, преобразования, транспорта, распределения, хранения, конечного использования в целом по народному хозяйству, в территориальном и производственно-отраслевом разрезах.

41. *Замыкающее топливо.* Вид добываемого (или намечаемого к добыче) топлива, максимальный технически возможный объем добычи которого на рассматриваемый период больше экономически обоснованной потребности в нем.

42. *Замыкающий потребитель по энергетическому ресурсу.* Потребитель, у которого при заданных условиях формирования энергетического баланса данный ресурс ис-

пользуется в последнюю очередь и дает наименьший экономический эффект по сравнению с другими потребителями.

43. *Замыкающие затраты на топливо и электроэнергию.* Система удельных экономических показателей, характеризующих необходимые народнохозяйственные затраты, которые имеют место при изменении потребности в различных видах топлива или электрической энергии в данном районе и в определенном интервале времени.

3. *Показатели совершенства энергетического хозяйства и энергетические характеристики развития народного хозяйства*

44. *Коэффициент извлечения потенциального запаса энергетического ресурса.* Отношение всего количества энергетического ресурса, извлекаемого из недр при данном уровне техники, к его потенциальному запасу.

45. *Коэффициент полезного действия энергетической установки.* Отношение всего количества энергии, полезно использованной в установке, к количеству подведенной энергии.

46. *Коэффициент преобразования энергетического ресурса.* Отношение всего количества энергии, полученной в процессе преобразования энергетического ресурса, к количеству подведенной энергии.

47. *Коэффициент полезного использования энергии.* Отношение всего количества полезной энергии, использованной в народном хозяйстве (или на данном его участке), к суммарному количеству израсходованной энергии в пересчете на первичную энергию.

48. *Удельный расход энергетического ресурса.* Количество энергетического ресурса, потребляемого энергетической установкой или объектом на единицу сырья, произведенной продукции или работы.

49. *Энергоемкость основных производственных фондов.* Отношение подводимой за год к предприятию энергии всех видов (в пересчете на первичную энергию) к стоимости основных производственных фондов этого предприятия.

50. *Электроемкость основных производственных фондов.* Отношение всей потребляемой за год предприятием электрической энергии к стоимости основных производственных фондов.

51. *Энергоемкость продукции.* Отношение всей потребляемой за год энергии (в пересчете на первичную энергию) к годовому объему продукции (в натуральном, условном или стоимостном выражении), выпускаемой предприятием.

52. *Электроемкость продукции.* Отношение всей потребляемой за год электрической энергии к годовому объему продукции (в натуральном, условном или стоимостном выражении), выпускаемой предприятием.

53. *Теплоемкость продукции.* Отношение всего потребляемого за год тепла (в паре и горячей воде) к годовому объему продукции (в натуральном, условном или стоимостном выражении), выпускаемой предприятием.

54. *Энерговооруженность труда.* Отношение полного годового энергопотребления

предприятия в пересчете на первичную энергию к среднесписочной численности промышленно-производственного персонала или к отработанным человеко-часам за тот же период.

55. *Электровооруженность труда по энергии.* Отношение всей потребленной на предприятии электрической энергии, включая потери в сетях, за год к среднесписочной численности промышленно-производственного персонала предприятия или к отработанным человеко-часам за тот же период.

56. *Электровооруженность труда по мощности.* Отношение всей установленной мощности токоприемников на предприятии к среднесписочной численности промышленно-производственного персонала наиболее загруженной смены предприятия на определенную дату.

57. *Механовооруженность труда.* Отношение установленной мощности двигателей всех видов на предприятии к среднесписочной численности промышленно-производственного персонала наиболее загруженной смены предприятия на определенную дату.

58. *Коэффициент электрификации по полезной энергии.* Отношение всей полезной энергии, полученной за счет электрической энергии, к общему количеству полезной энергии, израсходованной предприятием.

59. *Коэффициент электрификации по первичной энергии.* Отношение всей потребленной процессом, предприятием электрической энергии к общему количеству подведенной энергии в пересчете на первичную энергию.

60. *Коэффициент полной электрификации.* Отношение всего потребленного предприятием количества электрической энергии к тому же количеству, которое потребовалось бы при замене электрической энергией всех других энергоносителей, т.е. при полной электрификации энергетического хозяйства потребителей.

61. *Коэффициент энергетического опережения.* Отношение индекса (темпов) потребления энергии народным хозяйством (или отдельными отраслями производства) к соответствующему индексу национального дохода, валового общественного продукта, объема продукции (или работы) отдельных отраслей народного хозяйства.

62. *Коэффициент эластичности потребления энергии.* Представленный в процентном выражении годовой или среднегодовой прирост потребления первичной энергии (или отдельных энергоносителей) народным хозяйством или отдельными отраслями при увеличении на один процент соответственно национального дохода, валового общественного продукта, объема продукции отдельных отраслей народного хозяйства.

63. *Теплоэлектрический коэффициент.* Отношение потребленного за год предприятием тепла (в паре и горячей воде) к годовому количеству израсходованной им электрической энергии.

64. *Электротопливный коэффициент.* Отношение количества потребленной за год предприятием электрической энергии к годовому количеству израсходованной энергии в топливе (без учета расхода на производство электрической энергии).

Главе 1

1. Метрология. Единицы физических величин. Стандарт СЭВ СТ СЭВ 1052—78. М.: Изд-во стандартов, 1979.
2. Бурдун Г. Н. Единицы физических величин. М.: Изд-во стандартов, 1967.
3. Коэффициенты перевода единиц измерения физико-технических величин. М.: Атомиздат, 1967.
4. Сена Л. А. Единицы физических величин и их размерности. М.: Наука, 1969.
5. Теплотехнический справочник/Изд. 2-е, перераб. Т. 1, М.: Энергия, 1975.

Главе 2

1. Вукалович М. П. Термодинамические свойства воды и водяного пара (таблицы и диаграммы). М.: Стандарты, 1969.
2. Вукалович М. П., Новиков И. И. Техническая термодинамика. М.—Л.: Госэнергоиздат, 1955.
3. Варгафтик Н. Б. Справочник по теплотехническим свойствам газов и жидкостей. М.: Физматгиз, 1963.
4. Таблицы физических величин: Справочник. М.: Атомиздат, 1976.
5. Кириллин В. А., Шейндлин А. Е. Исследования термодинамических свойств веществ. М.: Госэнергоиздат, 1963.
6. Кэй Д., Лэби Т. Таблицы физических и химических постоянных: Пер. с англ. М.: Физматгиз, 1962.
7. Теплотехнический справочник. Т. 1, 2. М.: Энергия, 1975.
8. Глушко В. П. Термодинамические свойства индивидуальных веществ. М.: Изд-во АН СССР, 1962.
9. Справочник теплотехника предприятий черной металлургии/Под ред. Тихомирова И. Г. М.: Металлургиздат, 1953—1954. Т. I, 872 с. с ил.; Т. II, 783 с. с ил.
10. Термодинамические свойства газов. М.: Машгиз, 1953.
11. Справочная книжка энергетика. М.: Энергия, 1972.

Главе 3

1. Кутателадзе С. С., Боришанский В. М. Справочник по теплопередаче: Л.—М.: Госэнергоиздат, 1959. 414 с.
2. Лыков А. В. Теория теплопроводности. М.: Высшая школа, 1967. 599 с., ил.
3. Карслуу Х. С., Егер Д. К. Теплопроводность твердых тел. М.: Наука, 1964. 435 с., ил.
4. Гребер Г., Эрк С., Григуль У. Основы учения о теплообмене. М.: ИЛ, 1958. 478 с., ул.
5. Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена. Новосибирск: Наука, 1970. 420 с., ил.
6. Лыков А. В. Тепломассообмен: Справочник. М.: Энергия, 1972. 462 с., ил.
7. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1974. 742 с., ил.
8. Лойцянский Л. Г. Механика жидкостей и газа. М.: Наука, 1978. 736 с., ил.

9. Петухов Б. С. Теплообмен и гидравлическое сопротивление при турбулентном течении в трубах. М.: Энергия, 1967. 256 с., ил.

10. Кацнельсон Б. Д., Тимофеева Ф. А. — Котлотурбостроение, 1948, № 5, с. 32—41.
11. Седов Л. И. Методы подобия и размерности в механике. М.: Наука, 1972. 276 с., ил.
12. Жукаускас А., Макарувичус В., Шланчаускас А. Теплоотдача пучков труб в поперечном потоке жидкости. Вильнюс: Минтис, 1968. 230 с., ил.
13. Теплотехнический справочник/Под ред. В. Н. Юренева, П. Д. Лебедева. Т. 2. М.: Энергия 1976. 643 с., ил.
14. Конвективная теплопередача в двухфазных и однофазных потоках/Под ред. Боришанского В. М. М.—Л.: Энергия, 1964. 257 с., ил.
15. Рассохин Н. Г., Швецов Р. С., Кузьмин А. В. — Теплоэнергетика, 1970, № 9, с. 47—54.
16. Теплообмен при кипении металлов в условиях естественной конвекции/В. И. Субботин и др. М.: Наука, 1969.
17. Петухов Б. С., Генин Л. Г., Ковалев С. А. Теплообмен в ядерных энергетических установках. М.: Атомиздат, 1974. 327 с., ил.
18. Берман Л. Д. — Теплоэнергетика, 1964, № 3, с. 57—61.
19. Невский А. С. Лучистый теплообмен в печах и топках. М.: Металлургия, 1971. 439 с., ил.
20. Hase R. — Arch. Eisenhüttenwesen, 1934, H. 3, S. 1—4, 23—27.
21. Оцисик М. Н. Сложный теплообмен. М.: Мир, 1976. 616 с., ил.
22. Hottel H. C., Egbert R. B. — Trans. Amer. Inst. Chem. Eng., 1942, v. 39, № 3, p. 531—565.
23. Мак Адамс В. Х. Теплопередача. М.: Металлургиздат, 1961. 564 с., ил.
24. Попов Ю. А. Тепловое излучение двухатомных газов. Т. 8. Тепломассообмен. М.: Энергия, 1976, с. 252—286.
25. Детков С. П., Береговой А. Н., Томаков В. Н. — ИФЖ, 1976, т. 30, № 5 (Деп. ВИНТИ, рег. № 197—76).
26. Блох А. Г. Тепловое излучение в котельных установках. Л.: Энергия, 1967. 325 с., ил.
27. Хюлст Г. Рассеяние света малыми частицами. М.: ИЛ, 1961. 473 с., ил.
28. Шифрин К. С. Рассеяние света в мутной среде. М.: Гостехиздат, 1951. 429 с., ил.
29. Лисин Ф. Н., Гулецакая И. Ф. — ИФЖ, 1978, т. 35, № 1, с. 141—144.
30. Тимофеев В. Н., Боковикова А. Х., Шкляр Ф. Р., Денисов М. А. — В кн.: Металлургическая теплотехника, № 1. М.: Металлургия, 1972, с. 3—9.
31. Береговой А. Н. Применение вычислительной техники в инженерных расчетах: Тезисы докладов конференции. Свердловск: Среднеуральское книжное издательство 1979, с. 41—42.
32. Казанцев Е. И. Промышленные печи. М.: Металлургия, 1975. 460 с., ил.

К главе 4

1. Равич М. М. Эффективность использования топлива. М.: Недра, 1977. 344 с., ил.
2. Энергетическое топливо СССР/Под ред. Т. А. Зикеева. М.: Энергии, 1968. 111 с., ил.
3. Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод)/Под ред. Н. В. Кузнецова и др. М.: Энергия, 1973. 295 с., ил.
4. Металлургическое топливо: Справочник/Равич М. Б., Дворин С. С., Ленков А. Я., Певзнер С. И. М.: Металлургия, 1965. 471 с., ил.
5. Деточенко А. В., Михеев А. Л., Волков М. М. Спутник газовщика. М.: Недра, 1978. 211 с., ил.

К главе 5

1. Теплотехнические расчеты металлургических печей/Китаев Б. И., Зобнин Б. Ф., Ратников В. Ф. и др./Под ред. А. С. Телегина. М.: Металлургия, 1970. 528 с., ил.
2. Металлургические печи. Т. I. 2-е изд./Вашенко А. И., Глишков М. А., Китаев Б. И., Тайц Н. Ю./Под ред. М. А. Глинкова. М.: Металлургия, 1963. 440 с., ил.
3. Семикин И. Д., Аверин С. И., Радченко И. И. Топливо и топливное хозяйство металлургических заводов. М.: Металлургия, 1965. 391 с., ил.
4. Рябцов Н. И. Естественные и искусственные газы. Министерство коммунального хозяйства РСФСР, 1956. 340 с., ил.
5. Линчевский В. П. Топливо и его сжигание. М.: Металлургиздат, 1959. 400 с., ил.
6. Тройб С. Г. Расчет температуры горения. Свердловск: УПИ им. С. И. Кирова, 1960. 36 с., ил.
7. Щукин А. А. Газовое и печное хозяйство заводов. М.: Энергия, 1966. 223 с., ил.
8. Гудима Н. В., Шейн Я. П. Краткий справочник по металлургии цветных металлов. М.: Металлургия, 1975. 535 с., ил.
9. Расчеты пиропроцессов и печей цветной металлургии/Дюмидовский Д. А., Шалыгин Л. М., Галыбек А. А., Южанинов И. А. М.: Металлургиздат, 1963. 459 с., ил.
10. Термодинамические свойства неорганических веществ. Справочник/Верятин У. Д., Маширев В. П., Рябцев Н. Г. и др./Под общей ред. А. П. Зефирова. М.: Атомиздат, 1965. 460 с., ил.
11. Исламов М. Ш. Печи химической промышленности. М.: Химия, 1969. 175 с., ил.
12. Фиштейн М. А. — Промышленная энергетика, 1975, № 7, с. 22—24.
13. Велижнев и др. Повышение эффективности использования газа и мазута в отраслях народного хозяйства: Тезисы докладов. М.: ВНИИпромаз, 1980. 100 с., ил.
14. Печи и огнеупоры в цветной металлургии: Науч. труды. М.: Металлургия, 1971, вып. 33. 145 с., ил.
15. Номенклатура изделий завода «Ильмарине»: Газомазутные горелки типа ГМТм. Таллин: завод «Ильмарине», 1978. 33 с., ил.
16. Дружинин Г. М. Экспресс-информация, сер. 13, № 5. М.: Черметинформация, 1979. 28 с., ил.

17. «ВНИИПитеплопроект» стандарт предприятия СТП 38—72 «Горелки низкого давления ГНП для природного и сжиженного газов. 15 с.

18. Гусовский В. Л., Лившиц А. Е., Тымчак В. М. Газогорелочные устройства и отопление нагревательных печей М.: Металлургия, 1967. 262 с., ил.

19. Справочник конструктора печей прокатного производства. Т. 1—2/Бергауз Ан. Л., Гусовский В. Л., Иванова Н. И. и др. М.: Металлургия, 1970. 991 с., ил.

20. Справочник энергетика промышленных предприятий. Т. 3/Под ред. В. Н. Юренева. М.: Энергия, 1965. 512 с., ил.

21. Михеев В. П. Газовое топливо и его сжигание. М.: Недра, 1966. 327 с., ил.

22. Спейшер В. А. Сжигание газа на электростанциях и в промышленности. М.: Госэнергоиздат, 1960. 199 с., ил.

23. Иванов Ю. В. Газогорелочные устройства. М.: Недра, 1972. 375 с., ил.

24. Агеев В. Г., Михин Я. Я. Металлургические расчеты. М.: Металлургиздат, 1962. 207 с., ил.

К главе 6

1. Котлы паровые стационарные. Типы, основные параметры. ГОСТ 3619—76.

2. Соловьев Ю. Н. Проектирование крупных централизованных котельных для комплекса тепловых потребителей. М.: Энергия, 1976. 224 с., ил.

3. Справочник энергетика промышленных предприятий. Т. 3: Теплоэнергетика/Под ред. В. Н. Юренева. М.: Энергия, 1965. 512 с., ил.

4. СНП 11-35—76. М.: Стройиздат, 1977. 512 с., ил.

5. Смирнов А. Д. Справочная книжка энергетика. Изд. 3-е. М.: Энергия, 1978. 336 с., ил.

6. Дымососы и вентиляторы: Каталог-справочник. М.: НИИинформтяжмаш, 1979.

7. Черкасский В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. М.: Энергия, 1977. 280 с., ил.

8. Лопастные и роторные насосы: Каталог. Изд. 3-е. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1977. 58 с., ил.

9. Турбонасосы питательные котельные ГОСТ 12269—66.

10. Казанцев Е. И. Промышленные печи. М.: Металлургия, 1975. 367 с., ил.

11. Аэродинамический расчет котельных установок/Под ред. С. И. Мочана. Л.: Энергия, 1977. 255 с., ил.

12. Справочник конструктора печей прокатного производства/Под ред. В. М. Тымчака. М.: Металлургия, 1970. 991 с., ил.

13. Теплотехнические расчеты металлургических печей/Под ред. А. С. Телегина. М.: Металлургия, 1970. 528 с., ил.

14. Справочник химика-энергетика. Т. I/Под общ. ред. С. М. Гурвича. М.: Энергия, 1972. 454 с., ил.

15. Белан Ф. И., Сутоцкий Г. П. Водоподготовка промышленных котельных. М.: Энергии, 1969. 234 с., ил.

16. Белан Ф. И. Водоподготовка. М.: Энергия, 1979. 206 с., ил.

17. Вихрев В. Ф., Шкроб М. С. Водопод-

подготовка. М.: Энергия, 1973. 320 с., ил.
 18. Лифшиц О. В. Справочник по водо-
 подготовке котельных установок. М.: Энер-
 гия, 1976. 286 с., ил.
 19. Мещерский Н. А. Эксплуатация во-
 доподготовок в металлургии. М.: Метал-
 лургиздат, 1958. 183 с., ил.

К главам 7 и 8

1. Шляхин П. Н., Бершадский М. Л. Краткий справочник по паротурбинным ус-
 тановкам. Изд. 2-е. М.: Энергия, 1970.
 216 с.
 2. Теплотехнический справочник. Т. I.
 Изд. 2-е/Под ред. В. Н. Юренева и
 П. Д. Лебедева. М.: Энергия, 1975. 744 с.,
 ил.
 3. Теплотехника. Курс общей теплотех-
 ники/А. А. Шукин, Ю. Г. Зах, Б. И. Бах-
 мачевский, Г. П. Дызо/Под ред. И. Н. Суш-
 кина. Изд. 2-е. М.: Металлургия, 1973.
 479 с., ил.
 4. Иевлев А. В. Эксплуатация паротур-
 бинных установок небольших мощностей.
 Изд. 2-е. М.—Л.: Энергия, 1964. 280 с.,
 ил.
 5. Паротурбинные установки: Каталог.
 М.: НИИинформтяжмаш, 1975. 39 с., ил.
 6. Бордюков А. П., Гинзбург-Шик Л. Д. Те-
 пломеханическое оборудование тепловых
 электростанций. М.: Энергия, 1978. 272 с.,
 ил.

К главе 9

1. Центробежные компрессорные маши-
 ны: Каталог-справочник. М.: НИИинформ-
 тяжмаш, 1970. 214 с., ил.
 2. Теплотехника. Курс общей теплотех-
 ники/Под ред. И. Н. Сушкина. Изд. 2-е,
 М.: Металлургия, 1973. 479 с., ил.
 3. Теплотехнический справочник. Т. I/
 /Под ред. В. Н. Юренева и П. Д. Лебеде-
 ва. Изд. 2-е. М.: Энергия, 1975. 744 с., ил.
 4. Обслуживание турбин и центробеж-
 ных компрессоров в черной металлургии:
 Справочник. М.: Металлургия, 1975, 168 с.,
 ил.

К главе 10

1. Основы металлургии. Т. VII/Под ред.
 И. А. Стригина и др. М.: Металлургия,
 1975. 358 с.
 2. Астафьев А. Ф., Денисов Ю. С.—
 Цветные металлы, 1977, № 1, с. 16—17.
 3. Гудима В. И., Копеев А. А.—Цвет-
 ные металлы, 1972, № 6, с. 76—78.
 4. Малкин Я. С., Сухов В. П.—Цветные
 металлы, 1965, № 3, с. 28—33.
 5. Захваткин К. В.—Цветные металлы,
 1971, № 3, с. 78—81.
 6. Теплотехнический справочник/Под ред.
 В. Н. Юренева и П. Д. Лебедева. М.: Энер-
 гия, 1976. 896 с.
 7. Сыромятников Н. И., Васанова Л. К.,
 Шиманский Ю. Н. Тепло- и массообмен в
 кипящем слое. М.: Химия, 1967. 176 с.
 8. Гельперин Н. И., Анштейн В. Г. Ос-
 новы техники pseudоживления. М.: Химия,
 1967. 180 с.
 9. Забродский С. С. Гидродинамика и
 теплообмен в pseudоживленном слое. М.:
 Госэнергиздат, 1963. 488 с.

10. Романков П. Г., Рашиковская Н. Б.
 Сушка во взвешенном состоянии. Л.: Хи-
 мия, 1964. 326 с.

11. Гинзбург А. С. Основы теории и тех-
 ники сушки пищевых продуктов. М., Пище-
 вая промышленность, 1973. 528 с.

12. Шрайбер А. А., Глянченко В. Д.
 Термическая обработка полидисперсных
 материалов в двухфазном потоке. Киев:
 Наукова думка, 1976. 208 с.

13. Горбис З. П. Теплообмен и гидроди-
 намика дисперсных сквозных потоков. М.:
 Энергия, 1970. 423 с.

14. Плановский А. Н., Муштаев В. И.,
 Ульянов В. М. Сушка дисперсных матери-
 алов в химической промышленности. М.: Хи-
 мия, 1979. 286 с.

15. Справочник инженера-химика. Т. I.
 Л.: Химия, 1969. 639 с.

16. Сушильные аппараты и установки:
 Каталог. М., ЦИТИХимнефтемаш, 1972.
 86 с.

17. Лыков М. В. Сушка в химической
 промышленности. М.: Химия, 1970. 429 с.

18. Кипящий слой в цветной металлур-
 гии/Клушин Д. Н., Мызенков Ф. А., Лей-
 зерович Г. Я. и др. М.: Металлургия, 1978.
 208 с.

19. Касаткин А. Г. Основные процессы
 и аппараты химической технологии. М.:
 Химия, 1973. 450 с.

К главе 11

1. Основы металлургии. Т. VII/Под ред.
 И. А. Стригина и др. М.: Металлургия,
 1975. 358 с.

2. Базилевич С. В., Бабошин В. М. Теп-
 лотехнические расчеты агрегатов для окус-
 кования железорудных материалов. М.:
 Металлургия, 1979. 206 с., ил.

3. Еремин Н. И., Наумчик А. Н., Каза-
 ков В. Г. Процессы и аппараты глинозем-
 ного производства. М.: Металлургия, 1980.
 360 с., ил.

4. Китаев Б. И., Ярошенко Ю. Г., Лаза-
 рева Б. Л. Теплообмен в доменной печи. М.:
 Металлургия, 1966. 302 с. ил.

5. Ходоров Е. И.—В кн.: Вращающиеся
 печи для спекания глиноземных (нефели-
 новых) шихт. М.: Металлургия, 1964, вып.
 2, с. 94—98.

К главе 12

1. Китаев Б. И., Ярошенко Ю. Г., Суч-
 ков В. Д. Теплообмен в шахтных печах.
 М.: Металлургиздат, 1957. 150 с., ил.

2. Расчеты пиропроцессов и печей цвет-
 ной металлургии/Диомидовский Д. А., Ша-
 лыгин Л. М., Гальбек А. А., Южани-
 нов И. А. М.: Металлургиздат, 1963. 459 с.,
 ил.

3. Основы металлургии. Т. 7. М.: Метал-
 лургия, 1975. 1001 с., ил.

К главе 13

1. Гудима Н. В., Шейн Я. П. Краткий
 справочник по металлургии цветных метал-
 лов. М.: Металлургия, 1975. 536 с., ил.

2. Основы металлургии. Т. 7/Под ред.
 И. А. Стригина, А. И. Басова, Ф. П. Пель-
 цева, А. В. Троицкого. М.: Металлургия,
 1975. 1008 с., ил.

3. Бекчурич В. Г., Бессер А. Д., Дашевс-

кая Е. Г. — Цветные металлы, 1978, № 8, с. 15—18.

4. Баргов О. Н. Испарительное охлаждение печей в цветной металлургии. М.: Металлургия, 1979. 160 с., ил.

5. Расчеты пиропроцессов и печей цветной металлургии/Диомидовский Д. А., Шалыгин Л. М., Гальнбек А. А., Южанинов И. А. М.: Металлургиздат, 1963. 460 с., ил.

6. Диомидовский Д. А. Металлургические печи цветной металлургии. — М.: Металлургия, 1970. 704 с., ил.

7. Металлургия меди, никеля и кобальта. Т. 1/Худяков И. Ф., Тихонов А. И., Деев В. И., Набойченко С. С. М.: Металлургия, 1977. 296 с., ил.

8. Шалыгин Л. М. Конвертерный передел в цветной металлургии. — М.: Металлургия, 1965. 160 с., ил.

К главе 14

1. Заблоцкая В. Л., Заблоцкий В. И. — Цветные металлы, 1951, № 3, с. 43—50.

2. Лоскутов Ф. М. Металлургия свинца и цинка. М.: Металлургиздат, 1956. 478 с., ил.

3. Динцис Н. П., Давидсон А. М., Енутаев Г. А., Ходов Н. В. — Изв. вузов. Цветная металлургия, 1977, № 2, с. 97—101.

4. Смирнов В. И., Комлев Г. А., Гареев В. Н., Копытов С. А. — Цветная металлургия. Бюл. НТИ, 1967, № 12, с. 38—41.

5. А. с. 287306 (СССР) Тончаев В. П., Ходов Н. В. Оpubл. в Б. И., 1970, № 35, с. 3.

6. Расчеты пиропроцессов и печей цветной металлургии/Диомидовский Д. А., Шалыгин Л. М., Гальнбек А. А. и др. М.: Металлургиздат, 1963. 459 с., ил.

7. Ходоров Е. И., Шморгуненко Н. С. Техника спекания шихт глиноземной промышленности. М.: Металлургия, 1978. 320 с., ил.

8. Диев Н. П., Гофман И. П. Металлургия свинца и цинка. М.: Металлургиздат, 1961. 406 с., ил.

9. Диомидовский Д. А. Металлургические печи цветной металлургии. М.: Металлургия, 1970. 704 с., ил.

К главе 15

1. Мاستрюков П. С. Теплотехнические расчеты промышленных печей М.: Металлургия, 1972. 368 с., ил.

2. Каплан В. Г., Спивак З. И. Методика испытания нагревательных печей. М.: Металлургия, 1970. 462 с., ил.

3. Использование газа в промышленных печах/Глозштейн Я. С., Карпов Д. В., Муромский Л. Н. и др. М.: Недра, 1967. 424 с., ил.

4. Справочник конструктора печей прокатного производства/Под ред. Тымчака В. М. М.: Металлургия, 1970. 991 с., ил.

5. Гусовский В. Л., Оркин Л. Г., Тымчак В. М. Методические печи. М.: Металлургия, 1970. 430 с., ил.

6. Казанцев Е. И. Промышленные печи. М.: Металлургия, 1964. 451 с., ил.

7. Ключников А. Д., Иванцов Г. П. Теплопередача излучением в установках. М.: Энергия, 1970. 400 с., ил.

8. Невский А. С. Лучистый теплообмен в печах и топках. М.: Металлургия, 1971. 439 с., ил.

9. Теплотехнические расчеты металлургических печей/Китаев Б. И., Зобнин Б. Ф., Ратников В. Ф. и др. М.: Металлургия, 1970. 528 с., ил.

К главе 16

1. Кипящий слой в цветной металлургии/Клушин Д. Н., Серебрянникова Э. Я., Бессер А. Д. и др. М.: Металлургия, 1978. 279 с., ил.

2. Аветисян Х. К. Металлургия черновой меди. М.: Металлургиздат, 1954. 464 с., ил.

3. Металлургия меди, никеля и кобальта. Т. 1/Худяков И. Ф., Тихонов А. И., Деев В. И. и др. М.: Металлургия, 1977. 295 с., ил.

4. Берлин З. Л. Рациональное использование вторичных энергоресурсов цветной металлургии. М.: Металлургия, 1972. 351 с., ил.

5. Мак-Адамс В. Х. Теплопередача: Пер. с англ. Л. С. Эйгенсон и К. Д. Воскресенского 1961. 686 с., ил.

6. Голицын А. Н. — Цветная металлургия. Бюл. НТИ, 1968, № 8, с. 30—32.

7. Берлин З. Л. — Цветные металлы, 1963, № 11, с. 22—26.

К главе 17

1. Тебеньков Б. П. Рекуператоры для промышленных печей. М.: Металлургия, 1967. 358 с., ил.

2. Берлин З. Л. Рациональное использование вторичных энергоресурсов цветной металлургии. М.: Металлургия, 1972. 351 с., ил.

3. Справочник конструктора печей прокатного производства/Под ред. В. М. Тымчака. М.: Металлургия, 1970. 991 с., ил.

К главе 18

1. Багров О. Н. Испарительное охлаждение печей в цветной металлургии. М.: Металлургия, 1979. 160 с., ил.

2. Багров О. Н., Клешко Б. М., Михайлов В. В. Энергетика основных производств цветной металлургии. М.: Металлургия, 1979. 376 с., ил.

3. Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод). М.: Энергия, 1973. 350 с., ил.

К главе 19

1. Мамыкин П. С., Стелов К. К. Технология огнеупоров. 2-е изд. М.: Металлургия, 1970. 488 с., ил.

2. Огнеупорные изделия, материалы и сырье: Справочник. 3-е изд./Под ред. Каркита А. К. М.: Металлургия, 1977. 215 с., ил.

3. Химическая технология керамики и огнеупоров/Под ред. П. П. Будникова и Д. Н. Полубояринова. М.: Стройиздат, 1972. 552 с., ил.

4. Кайнарский И. С. Динас. М.: Металлургиздат, 1961. 469 с., ил.

5. Стрелов К. К. Структура и свойства огнеупоров. М.: Металлургия, 1972. 215 с., ил.

6. Стрелов К. К., Мамыкин П. С. Технология огнеупоров. 3-е изд. М.: Металлургия, 1956. 376 с., ил.

7. Кржижановский Р. Е., Штерн З. Ю. Теплофизические свойства неметаллических материалов: Справочник. Л.: Энергия, 1973. 333 с., ил.

8. Физико-химические свойства окислов: Справочник/Под ред. Г. В. Самсонова. М.: Металлургия, 1978. 471 с., ил.

9. Кайнарский И. С., Дегтярева Э. В. Основные огнеупоры М.: Металлургия, 1974. 366 с., ил.

10. Дегтярева Э. В., Кайнарский И. С. Магнезиальносиликатные и шпинельные огнеупоры. М.: Металлургия, 1977. 169 с., ил.

11. Залкинд И. Я., Троянkin Ю. В. Огнеупоры и шлаки в металлургии. М.: Металлургияиздат, 1963. 288 с., ил.

12. Балкевич В. Л. Техническая керамика. М.: Стройиздат, 1968. 200 с., ил.

13. Кайнарский И. С., Дегтярева Э. В. Карбундовые огнеупоры. М.: Металлургияиздат, 1963. 252 с., ил.

14. Лурье М. А., Гончаренко В. П. Легковесные огнеупоры в промышленных печах. М.: Металлургия, 1974. 239 с., ил.

15. Лебедев Н. Ф., Кручинина Л. П. — Цветные металлы, 1978, № 10, с. 59—61.

16. Залкинд Е. М. Материалы обмуровок и расчет ограждений паровых котлов. М.: Энергия, 1972. 184 с., ил.

17. Сооружение промышленных печей. 5-е изд., перераб. и доп./Под ред. И. А. Шишкова. М.: Стройиздат, 1978. 413 с., ил.

Главе 20

1. Расчет и проектирование цельносварных экранов/Гольберг А. И., Корягин В. С., Мочан С. И., Тынтарев Э. М. Л.: Энергия, 1975. 235 с., ил.

2. Горяйнов К. Э., Дубенецкий К. Н., Васильков С. Г., Попов Л. Н. Технология минеральных теплоизоляционных материалов и легких бетонов. М.: Стройиздат, 1965. 315 с., ил.

3. Грушман Р. П. Справочник теплоизоляровщика. Л.: Стройиздат, 1980. 185 с., ил.

4. Матюхин А. Н. Теплоизоляционные работы. М.: Высшая школа, 1975. 250 с., ил.

5. Шейкин А. Е. Строительные материалы. М.: Стройиздат, 1978. 230 с., ил.

Главе 21

1. Гусев В. М. Теплоснабжение и вентиляция. Л.: Стройиздат, 1973. 203 с., ил.

2. Дроздов В. Ф. Отопление и вентиляция. М.: Высшая школа, 1976. 246 с., ил.

3. Сканив А. Н. Отопление. М.: Стройиздат, 1979. 256 с., ил.

4. СН 245—71. М.: Стройиздат, 1972. 96 с.

5. СНиП II-33—75. М.: Стройиздат, 1976. 110 с., ил.

6. Справочник проектировщика. Внутреннее санитарно-технические устройства. Ч. I. Отопление, водопровод, канализация/Под ред. И. Г. Старовойтова. М., Стройиздат, 1976. 430 с. ил.

7. Водоподогреватели. Серия А6—51. М.: Сантехпроект 1970. 186 с. ил.

Главе 22

1. Синягин Н. Н., Афанасьев Н. А., Новиков С. А. Система планово-предупредительного ремонта оборудования и сетей промышленной энергетики. М.: Энергия, 1978. 590 с., ил.

2. Денисенко И. М., Капустин К. Е. Экономика, организация и планирование ремонтов металлургических печей. М.: Металлургия, 1977. 310 с., ил.

3. Серебрянников С. С. Огнеупорная кладка промышленных печей. М.: Высшая школа, 1973. 205 с., ил.

4. Ракин Л. Кладка и ремонт промышленных печей. М.: Московский рабочий, 1972. 190 с., ил.

Главе 23

1. Штейнгауз Е. О. — Промышленная энергетика, 1961, № 12, с. 12.

2. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод). М.: Госэнергоиздат, 1957. 430 с., ил.

3. Горшков А. С. Технико-экономические показатели тепловых электростанций. М.: Госэнергоиздат, 1949. 240 с., ил.

4. Лукницкий В. В. Тепловые электрические станции промышленных предприятий. М.: Госэнергоиздат, 1963. 472 с., ил.

5. Виленский Н. М. — Промышленная энергетика, 1963, № 3, с. 23.

6. Виленский Н. М. — Теплоэнергетика, 1961, № 16, с. 8.

Главе 24

1. Энергетический баланс. Терминология. М.: Наука, 1973. 31 с.

2. Багров О. Н., Клешко Б. М., Михайлов В. В. Энергетика основных производств цветной металлургии. М.: Металлургия, 1979. 376 с., ил.

3. Ломако П. Ф. — Коммунист, 1980, № 18, с. 40.

4. Лексин В. Н., Федотов А. А., Чупатов В. П. Экономика использования вторичных энергоресурсов в металлургии. М.: Металлургия, 1978. 152 с., ил.

5. Андреев В. П., Багров О. Н. — Информационный сборник ЦНИИТЭИМС Госнаб СССР, 1980, вып. 8, с. 28—31.

6. Методика определения выхода и экономической эффективности использования побочных (вторичных) энергетических ресурсов. М.: Госкомитет СМ СССР по науке и технике, АН СССР, Госплан СССР, 1972, с. 40.

7. Мاستрюков Б. С. Теория, конструкции и расчеты металлургических печей. Т. 2. М.: Металлургия, 1978. 272 с., ил.

8. Григорьев В. Н. Повышение эффективности использования топлива в промышленных печах. М.: Металлургия, 1977. 272 с., ил.

9. Тебенков Б. П. Рекуператоры для промышленных печей. М.: Металлургия, 1975. 296 с., ил.

10. Гудима Н. В., Карасев Ю. А., Кол-

кер П. Е. и др. Технологические расчеты в металлургии тяжелых цветных металлов. М.: Металлургия, 1977. 255 с., ил.

11. Михайлов В. В., Гудков Л. В., Терещенко А. В. Рациональное использование топлива и энергии в промышленности. М.: Энергия, 1978. 255 с., ил.

12. Багров О. Н. Испарительное охлаждение печей в цветной металлургии. М.: Металлургия, 1979. 160 с., ил.

13. Белинский С. Я., Ведяев В. А. Тепловая часть электрических станций. М.: Госэнергоиздат, 1961. 304 с., ил.

14. Теплотехнический справочник Т. 1 и 2/Под ред. В. Н. Юренева, П. Д. Лебедева. М.: Энергия, 1975—1976. Т. 1. 744 с.; Т. 2. 896 с.

15. Инструкция по нормированию расхода газа в промышленных котельных малой производительности. М.: Недра, 1969. 45 с., ил.

16. Левин Р. Е. Теплотехника. М.: Металлургия, 1951. 433 с., ил.

17. Елизаров П. П. Эксплуатация котельных установок высокого давления на электростанциях. М. — Л.: Госэнергоиздат, 1961. 400 с., ил.

18. Кулаков Н. Г., Березжков И. А. Справочник по эксплуатации систем теплоснабжения. Киев: Будивельник, 1977. 352 с., ил.

19. Справочник теплотехника предприятий черной металлургии. Т. I М.: Металлургия, 1953. 872 с., ил.

20. Инструкция по нормированию расхода топливно-энергетических ресурсов на тепловых электростанциях, в промкотельных, на общезаводские и цеховые нужды предприятий цветной металлургии. М.: Цветметинформация, 1979. 200 с., ил.

21. Семенов Н. А., Куперман Л. И. Вторичные энергоресурсы и энерготехнологическое комбинирование в промышленности. Киев: Вища школа, 1979. 296 с., ил.

22. Справочник энергетика промышленных предприятий/Под ред. В. Н. Юренева, Р. Г. Грановского и др. М. — Л.: Энергия, 1965. Т. 3. 512 с., ил.

23. Гольцстрем В. А., Иваненко А. С. Справочник энергетика промышленных предприятий. Киев: Техника, 1977. 461 с., ил.

24. Коришунов Е. С., Едигаров С. Г. Потери нефти, нефтепродуктов и газов и меры их сокращения. М.: Недра, 1966. 119 с., ил.

25. Инструктивные материалы Государственной инспекции по энергонадзору. М.: Энергия, 1977. 373 с.

26. Лукницкий В. В. Тепловые электрические станции промышленных предприятий. М. — Л.: Госэнергоиздат, 1953. 472 с., ил.

27. Протасов В. Ф. Основы экономики цветной металлургии. М.: Металлургия, 1978. 389 с., ил.

Станислав Николаевич Абашкин, Владимир Павлович Андреев, Борис Олегович Багров, Олег Николаевич Багров, Лев Николаевич Бажанов, Зиновий Львович Берлин, Наталья Григорьевна Бойцова, Юрий Степанович Грозных, Николай Васильевич Кузьминных, Николай Федорович Лебедев, Фелникс Николаевич Лисин, Дмитрий Петрович Львов, Вячеслав Николаевич Маринов, Александр Васильевич Печерский, Александр Сергеевич Плешкевич, Юрий Александрович Савельев, Яков Анемподистович Слободчиков, Иван Николаевич Фетисов

**СПРАВОЧНИК
ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА
ПРЕДПРИЯТИЙ
ЦВЕТНОЙ МЕТАЛЛУРГИИ**

Редакторы М. И. Заславская, И. В. Ольшанская,
Л. М. Элькин
Художественный редактор А. И. Гофштейн
Технический редактор В. В. Михайлова
Корректоры Ю. И. Королева, Г. Ф. Лобанова
Переплет художника Е. Н. Волкова

ИБ № 350

Сдано в набор 26.02.82. Подписано в печать 06.07.82. Т-12743. Формат бумаги 70×108^{1/16}. Бумага типографская № 2. Гарнитура литературная. Печать высокая. Усл. печ. л. 39,90. Кр.-отт. 39,90. Уч.-изд. л. 52,15. Тираж 7800 экз. Заказ № 41. Цена 3 р. 10 к. Изд. № 0229.

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «Металлургия»,
119034, Москва, Г-34, 2-й Обыденский пер., д. 14
Владимирская типография «Союзполиграфпрома» при Государственном
комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли
600000, г. Владимир, Октябрьский проспект, д. 7